

VŠB – TU OSTRAVA

Fakulta strojní

Návrh měřicí stoly pro výstupní kontrolu kvality diferenciálů
Design of a Measuring Stand for a Final Inspection of Differentials Quality

Autor: Lukáš Gelnar

Vedoucí diplomové práce: prof. Dr. Ing. Miloš Němček

2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Gelnar**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh měřicí stolice pro výstupní kontrolu kvality diferenciálů**
Design of a Measuring Stand for a Final Inspection of Differentials
Quality
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh zkušební stolice pro testování kvality uzavíratelného diferenciálu s kuželovými koly při simulaci reálného provozu. Zkušební zařízení bude otevřeného typu s hnacím motorem o výkonu do 200kW. Vstupní otáčky do diferenciálu jsou 1500 až 3000 ot/min. Hnací elektromotor a redukční převod je výrobek firmy EVC Group s.r.o. Způsob maření energie navrhnete. Kontrolovat se budou hlučnost, teplota a vibrace diferenciálu. Navrhnete místa a způsob upevnění senzorů. Sběr, ukládání a zpracování naměřených dat nejsou součástí práce. Vlastní konstrukci doplňte o odhlučnění od jiných zdrojů hluku. Nakreslete sestavu zařízení a vybrané výrobní výkresy.

Seznam doporučené odborné literatury:

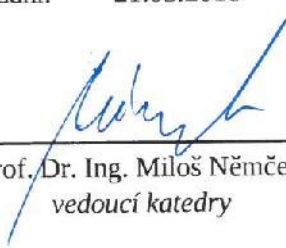
Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů 1,2*. Praha, SNTL 1989
Boháček, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů I, II*. Brno, ES VUT, 1990
Moravec, V., Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9
Moravec, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. Ozubená kola v praxi*. Ostrava, Montanex 2001
Němček, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a všechny citace a prameny řádně vyznačil v textu. Veškerou použitou literaturu a podkladové materiály uvádím v přiloženém seznamu zdrojů. Současně souhlasím s tím, aby tato práce byla zpřístupněna a používána ke studijním účelům v souladu s autorským právem.

V Ostravě dne 21.5.2018

.....

Poděkování

Za odbornou pomoc při zpracování diplomové práce, chci tímto poděkovat vedoucímu práce panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi a panu Ing. Karlu Benedovi z firmy Talosa s.r.o.

Prohlašuji že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдоміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдоміі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21.5.2018



.....

Lukáš Gelnar

Anotace:

GELNAR, L. *Návrh měřicí stolice pro výstupní kontrolu kvality diferenciálů*. Ostrava : VŠB-Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2018, .str 45. Vedoucí práce: prof. Dr. Ing. Miloš Němček.

Cílem této diplomové práce je navrhnout měřicí stoličku pro výstupní kontrolu diferenciálů. Na začátku práce jsou uvedeny typy testovacích zařízení, včetně jejich výhod a nevýhod. Dále jsou v úvodu vypsány základní druhy dynamometrů. V teoretické části jsou popsány jednotlivé prvky konstrukce měřicí stolice, včetně umístění měřících senzorů a odhlučnění celé konstrukce. V závěru se práce zabývá výpočtem navržené převodovky, spojek a šroubů v nohách stolu.

Annotation:

GELNAR, L. *Design of a Measuring Stand for a Final Inspection of Differentials Quality*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018 .page 45. Supervisor: prof. Dr. Ing. Miloš Němček

The aim of the diploma thesis is to design the measuring stand for final inspection of differentials quality. At the beginning of the thesis there are mentioned various kinds of the testing devices, including its advantages and disadvantages. Also, there are listed the basic types of the dynamometers. In the theoretical part, there are described particular construction elements of the measuring stand including the location of the measurement sensors and sound insulation of the whole construction. In the conclusion of the thesis, there are calculations of the designed transmission, couplings and screws in the table legs.

OBSAH

1	ÚVOD.....	- 1 -
2	REŠERŠE.....	- 2 -
2.1	TYPY TESTOVACÍCH STOLIC.....	- 2 -
2.1.1	Otevřený zkušební okruh.....	- 2 -
2.1.2	Uzavřený zkušební okruh	- 3 -
2.2	DRUHY DYNAMOMETRŮ	- 3 -
2.2.1	Třecí brzdy.....	- 3 -
2.2.2	Vzduchové brzdy	- 4 -
2.2.3	Hydraulické brzdy.....	- 4 -
2.2.4	Elektrické dynamometry	- 5 -
2.2.5	Elektromagnetické vířivé brzdy	- 5 -
2.3	DIFERENCIÁL	- 6 -
2.3.1	Nejpoužívanější diferenciály v automobilech.....	- 6 -
3	KONSTRUKČNÍ NÁVRH	- 8 -
3.1	RÁM.....	- 8 -
3.2	MOTOR.....	- 9 -
3.3	PŘEVODOVKA	- 11 -
3.4	SPOJKY	- 12 -
3.4.1	Spojka mezi motorem a převodovkou.....	- 12 -
3.4.2	Spojka mezi převodovkou a kardanovou hřídelí	- 12 -
3.4.3	Spojka mezi diferenciálem a brzdou	- 13 -
3.5	BRZDA	- 13 -
3.6	HLUKOVÁ IZOLACE.....	- 16 -
3.6.1	Izolační materiál.....	- 16 -
3.6.2	Antivibrační páska.....	- 16 -
3.7	SENZORY A SNÍMAČE	- 17 -
3.7.1	Měření vibrací	- 17 -
3.7.2	Měření otáček	- 17 -
3.7.3	Měření hluku	- 18 -
3.7.4	Měření teploty oleje v diferenciálu	- 18 -
3.7.5	Měření brzdného momentu	- 18 -
4	NÁVRH PŘEVODOVKY.....	- 19 -
4.1	VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA HŘÍDELE	- 19 -
4.1.1	Výpočet obvodových sil.....	- 20 -
4.1.2	Výpočet radiálních sil	- 20 -
4.1.3	Výpočet axiálních sil.....	- 20 -
4.2	KONTROLA VSTUPNÍ HŘÍDELE	- 20 -
4.2.1	Výpočet reakčních sil na vstupním hřídeli	- 20 -
4.2.2	Výpočet reakcí v rovině X-Y	- 21 -
4.2.3	Výpočet reakcí v rovině X-Z	- 21 -
4.3	BEZPEČNOST VSTUPNÍ HŘÍDELE.....	- 21 -
4.3.1	Rovnice ohybových momentů v oblasti řezů A-A v rovině X-Y a X-Z.....	- 22 -
4.3.2	Výsledný ohybový moment v místě A-A se započteným dynamickým součinitelem $K_A=1,2$..	- 22 -
4.3.3	Rovnice ohybových momentů v oblasti řezu B-B v rovině X-Y a X-Z.....	- 22 -
4.3.4	Výsledný ohybový moment v místě B-B se započteným dynamickým součinitelem $K_A=1,2$	- 22 -
4.3.5	Průběh točivého momentu se započtením dynamického součinitele $K_A=1,2$	- 22 -
4.4	STATICÁ KONTROLA VSTUPNÍ HŘÍDELE	- 22 -
4.4.1	výpočet ohybového napětí v průřezu A-A	- 22 -
4.4.2	Krutové napětí v průřezu A-A	- 23 -
4.4.3	Redukované napětí v průřezu A-A podle Guesta.....	- 23 -
4.4.4	Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A	- 23 -
4.4.5	Ohybové napětí v průřezu B-B.....	- 23 -

4.4.6	Krutové napětí v průřezu B-B	23
4.4.7	Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta	24
4.4.8	Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B	24
4.5	DYNAMICKÁ BEZPEČNOST VSTUPNÍ HŘÍDELE	24
4.5.1	Mez únavy v ohybu oceli ČSN 11 523 pro hladký vzorek	24
4.5.2	Vrubový účinek v průřezu A-A	24
4.5.3	Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A	25
4.5.4	Amplitudové napětí v průřezu A-A	25
4.5.5	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu pro průřez A-A	25
4.5.6	Součinitel statické bezpečnosti v krutu v průřezu A-A	26
4.5.7	Výsledná bezpečnost v průřezu A-A	26
4.5.8	Vrubový součinitel $\beta_B - B$ v průřezu B-B podle Neubergera	26
4.5.9	Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B	26
4.5.10	Amplitudové napětí v průřezu B-B	27
4.5.11	Součinitel dynamické bezpečnosti v průřezu B-B	27
4.5.12	Součinitel statické bezpečnosti v krutu v průřezu B-B	27
4.5.13	Výsledná bezpečnost v průřezu B-B	27
4.6	KONTROLA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE	28
4.7	KONTROLA LOŽISEK NA VSTUPNÍ HŘÍDELI	29
4.7.1	Výsledná radiální síla a axiální síla	29
4.7.2	Výpočet poměru	29
4.7.3	Výpočet hodnoty e pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace	29
4.7.4	Výpočet hodnoty Y pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace	30
4.7.5	Určení poměru axiální síly k radiální síle	30
4.7.6	Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček (při 90% spolehlivosti)	30
4.7.7	Trvanlivost v provozních hodinách	30
4.8	KONTROLA LOŽISKA NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI	31
4.9	KONTROLA DRÁŽKOVÁNÍ NA VSTUPNÍ HŘÍDELI	31
4.9.1	Výpočet tlaku na jednu drážku	32
4.9.2	Výpočet bezpečnosti drážkování	32
4.10	KONTROLA PER NA VSTUPNÍ HŘÍDELI	32
4.10.1	Výpočet síly působící na pero	32
4.10.2	Výpočet napětí v tlaku	32
4.10.3	Výpočet napětí ve stříhu	33
4.10.4	Výpočet bezpečnosti v tlaku a stříhu	33
4.11	KONTROLA PER NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI	33
4.11.1	Výpočet síly působící na pero	33
4.11.2	Výpočet napětí v tlaku	33
4.11.3	Výpočet napětí ve stříhu	33
4.11.4	Výpočet bezpečnosti pera v tlaku a stříhu	34
5	VÝPOČET SPOJEK	35
5.1	KONTROLA TRUBKOVÉ SPOJKY	35
5.1.1	Kontrola tloušťky stěny trubky	35
5.1.2	Bezpečnost trubkové spojky	35
5.2	KONTROLA PŘÍRUBOVÉ SPOJKY	35
5.2.1	Maximální moment přenesený spojkou	36
5.2.2	Osová síla na jeden šroub	36
5.2.3	Napětí šroubu v krutu	37
5.2.4	Napětí šroubu v tahu	37
5.2.5	Výpočet redukovaného napětí na šroubu podle Guesta	37
5.2.6	Bezpečnost šroubu	38
5.2.7	Utahovací moment šroubů	38
6	KONTROLA ŠROUBŮ V NOHÁCH STOLU	39
6.1.1	Osová síla na jeden šroub	39
6.1.2	Napětí šroubu v krutu, podle vzorce (5.4)	39
6.1.3	Napětí šroubu v tahu, podle vzorce (5.7)	40

6.1.4	Výpočet redukovaného napětí na šroubu podle Guesta, vzorec (5.8).....	- 40 -
6.1.5	Bezpečnost šroubu, podle vzorce (5.9).....	- 40 -
6.1.6	Utahovací moment šroubu	- 40 -
7	NÁVRH SILENTBLOKŮ	- 41 -
7.1	NÁVRH SILENTBLOKU POD MOTOREM S PŘEVODOVKOU	- 41 -
7.1.1	Výpočet tíhové síly	- 41 -
7.1.2	Výpočet sil na jeden silentblok	- 41 -
7.1.3	Přepočet zatížení na kilogramy	- 42 -
7.2	NÁVRH SILENTBLOKU BOD DIFERENCIÁLEM	- 43 -
7.2.1	Výpočet tíhové síly	- 43 -
7.2.2	Výpočet reakcí v rovině X-Z	- 44 -
7.2.3	Dopočetní reakcí v bodě B a C, rovina X-Z.....	- 44 -
7.2.4	Výpočet točivého momentu T_3	- 44 -
7.2.5	Výpočet reakcí v rovině Y-Z	- 45 -
7.2.6	Dopočetní reakce v bodě A a B, rovina Y-Z.....	- 45 -
7.2.7	Výsledné reakce v bodech A, B a C.....	- 45 -
8	ZÁVĚR.....	- 46 -
9	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ	- 47 -
10	SEZNAM PŘÍLOH	- 49 -
	PŘÍLOHA Č.1	- 50 -

Seznam použitých zkratk a symbolů

\sqrt{A}	Neuberová konstanta	$[\sqrt{\text{mm}}]$
b	Šířka drážky nebo pera	$[\text{mm}]$
d	Roztečná kružnice ozubení	$[\text{mm}]$
D_d	Průměr díry v podložce	$[\text{mm}]$
f	Koeficient tření	$[-]$
F_a	Axiální síla	$[\text{N}]$
F_o	Osová síla	$[\text{N}]$
F_r	Radiální síla na ozubeném kole	$[\text{N}]$
F_{rB}	Výsledná radiální síla na ložiska	$[\text{N}]$
F_t	Tečná síla na ozubeném kole	$[\text{N}]$
g	Normální tíhové zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
h	Výška pera nebo drážky	$[\text{mm}]$
i_{dif}	Převodový poměr diferenciálu	$[-]$
i_p	Převodový poměr převodovky	$[-]$
k_d	Dynamická bezpečnost	$[-]$
k_s	Statická bezpečnost	$[-]$
k_v	Výsledná bezpečnost	$[-]$
m	Hmotnost	$[\text{kg}]$
M_k	Kroutící moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_o	Ohybový moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
M_U	Utahovací moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
n	Otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
n_s	Počet šroubů	$[-]$
n_p	Počet per	$[-]$
p	Tlak	$[\text{MPa}]$
P	Výkon	$[\text{W}]$
R_A	Reakce v bodě A	$[\text{N}]$
R_B	Reakce v bodě B	$[\text{N}]$
R_C	Reakce v bodě C	$[\text{N}]$
R_e	Mez kluzu materiálu	$[\text{MPa}]$
R_m	Mez pevnosti materiálu	$[\text{MPa}]$
s_k	Rozměr klíče šroubu	$[\text{mm}]$
T	Točivý moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
α_n	Normální úhel záběru	$[\text{°}]$
α_σ	Součinitel vrubu součásti pro ohyb	$[-]$
α_τ	Součinitel vrubu součásti pro krut	$[-]$

β	Vrubový součinitel podle Neubergera	[-]
ϵ_v	Součinitel velikosti	[-]
η	Účinnost	[-]
η_p	Součinitel jakosti povrchu	[-]
ρ	Poloměr vrubu	[mm]
σ_a	Amplitudové napětí	[MPa]
$\sigma_{co11523}^*$	Mez únavy skutečné součásti	[MPa]
$\sigma_{co11523}$	Mez únavy hladkého vzorku	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
σ_t	Tahové napětí	[MPa]
τ_s	Smykové napětí	[MPa]
φ	Třecí úhel na závitu	[°]

1 Úvod

Zadání této diplomové práce vzniklo na základě spolupráce s firmou TALOSA s.r.o. Tato firma se zabývá výrobou prototypových dílů pohonu vozidel, výrobou speciálních vozidel, značkovým servisem nákladních automobilů TATRA a renovací osobních automobilů nebo motoru TATRA. [7]

Měřicí stolice má sloužit pro vývoj, kontrolu a odhalení příčin vzniku vibrací diferenciálů obrněného vozidla TALOSA 4x4 X1. Pro návrh byly zadány otáčky, při kterých se bude měřit a elektromotor motor, který bude celé zařízení pohánět. Zkušební stolice musí umožnit měření hlučnosti, vibrací a teploty testovaného diferenciálu. Konstrukce má být co nejvíce univerzální, aby z vývojového hlediska umožnila upevnění i jiných druhů diferenciálů, popřípadě jiného zařízení. Jelikož nejde umístit pohon a měřený diferenciál odděleně, musí se zajistit odhlučnění prvků, které by mohly svou hlučností ovlivnit výsledek měření. Kontrolní zařízení dále musí být otevřeného typu, aby se mohlo do budoucna testovat podle naměřených dat z reálného provozu.

Cílem této práce je navrhnout rám, převodovku k danému motoru a zařízení, které bude měřit výkon na výstupu z diferenciálu. Pro snížení výrobních nákladů se bude diferenciál brzdít pouze na jedné výstupní straně, a proto musí být diferenciál uzavřen.

2 Rešerše

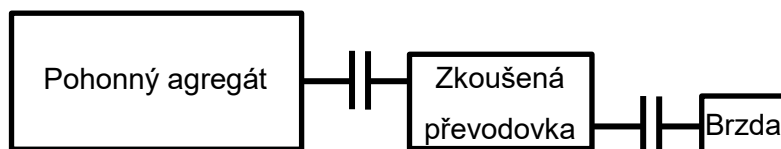
Při návrhu konstruktér často využívá výpočetní programy, které pomocí různých metod zobrazují simulaci zatížení jednotlivých částí nebo celků strojních zařízení. Ne vždy tyto simulace lze nastavit tak, aby odpovídaly reálnému provozu (např. výrobní nebo montážní nepřesnosti, působení vnějších vlivů, atd.). Z těchto důvodů je třeba otestovat zařízení v reálném provozu nebo na zkušebních stolicích. Zkušební stolice nemusí sloužit jen pro měření životnosti nebo měření reálných sil působících na jednotlivé části, ale také se na nich provádí měření hlučnosti, vibrací, hluku nebo ztrát daného zařízení. Naměřené hodnoty se dále využijí k návrhu nebo optimalizaci navrhovaných dílů. Je důležité, aby při měření byly dodrženy základní parametry, jako jsou otáčky a zátěž odpovídající reálným podmínkám. [5]

2.1 Typy testovacích stolic

Existují základní dva druhy konstrukčních provedení testovacích stolic: otevřený a uzavřený zkušební okruh.

2.1.1 Otevřený zkušební okruh

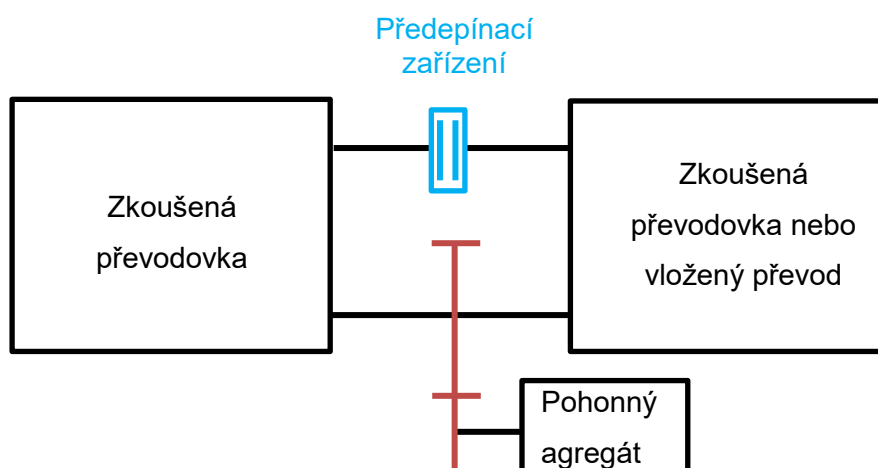
Otevřený zkušební okruh se skládá z motoru, zkoušené převodovky a brzdy. Toto provedení umožňuje v průběhu měření měnit zatížení a otáčky. Touto regulací můžeme nastavit proměnné zatížení jako v reálném provozu a testovat tak převodovku ve více hladinách spektra zatížení. Oproti uzavřenému okruhu není zapotřebí další převodovka o stejném převodovém poměru jako testovaná převodovka. Nevýhoda tohoto uspořádání spočívá v použití motoru, který musí odpovídat reálnému použití. U zkoušení převodovek, určených pro přenos velkých výkonů, je zapotřebí pohánět zkušební stolicí odpovídajícím motorem, ale také na výstupu daný výkon mařit. Brzdění výstupu je proto energeticky nevýhodné a často se využívá rekuperace energie. To však zvyšuje nároky na elektroinstalaci. [5]



Obr. 2.1: Schéma otevřeného okruhu [5]

2.1.2 Uzavřený zkušební okruh

Uzavřený zkušební okruh se skládá z motoru, dvou stejných převodovek (nebo z jedné zkoušené převodovky a druhé o stejném převodovém poměru) a napívacího zařízení. Zařízení využívá principu cirkulujícího výkonu, což je umožněno zapojením dvou převodovek o stejném převodu do okruhu. Motor dodává výkon, který pokrývá pouze ztráty v uzavřeném okruhu testovací stolice. Zatížení je vyvoláno předepnutím jedné části vůči druhé (nejčastěji natočením) a roztočením celého okruhu. Z těchto vlastností vyplývá, že není zapotřebí pohánět uzavřený okruh motory o velkém výkonu a následně tento výkon energeticky nevýhodně mařit. V uzavřeném okruhu se hůře provádí proměnné zatížení. Při konstantním zatížení se okruh předepne a zaaretuje v klidovém stavu. U proměnlivého zatížení se předepnutí musí měnit. Toho lze dosáhnout změnou předpětí za chodu, například použitím napívací planetové převodovky. [5]



Obr. 2.2: Schéma uzavřeného testovacího okruhu [5]

2.2 Druhy dynamometru

Jak bylo zmíněno výše, u otevřeného okruhu je potřeba energii mařit. Pro tento účel existuje spousta druhů brzd nebo dynamometrů, které převádějí mechanickou energii v teplo. Níže jsou vypsány a popsány základní dynamometry.

2.2.1 Třecí brzdy

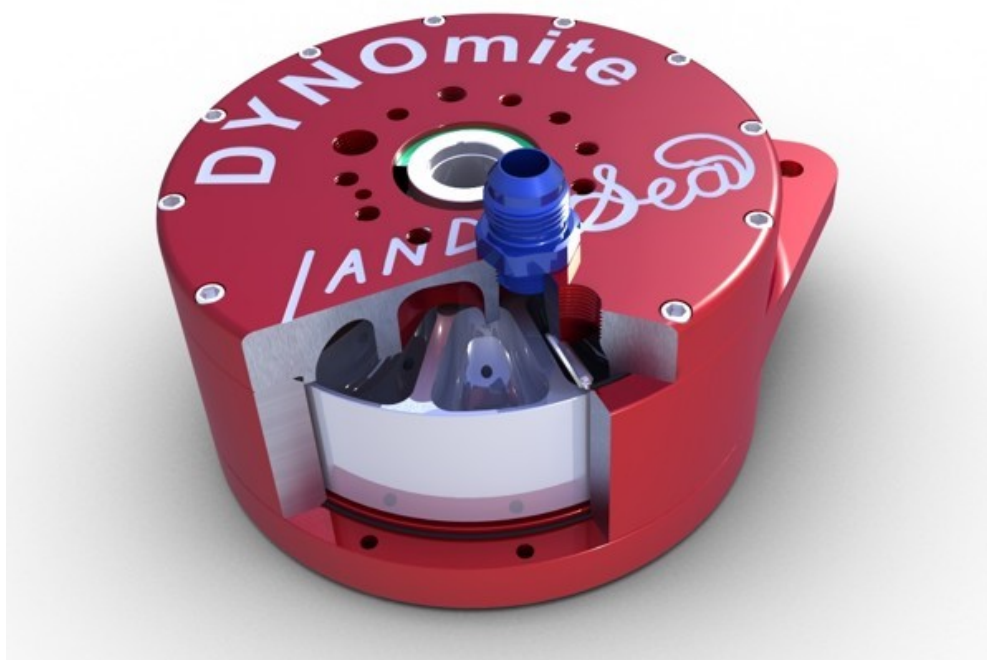
Jsou konstrukčně velice jednoduché, ale nejsou určeny pro brždění velkých výkonů. Vlivem působení třecí síly dochází k přeměně točivého momentu na teplo. Tuto brzdu je nutno chladit, protože při změně teploty se mění součinitel tření. Tento druh dynamometrů patří k historicky nejstarším zařízením, které byly používány pro motorové brzdy. V dnešní době se používají jen zřídka. [8]

2.2.2 Vzduchové brzdy

Brždění probíhá nejčastěji pomocí dvoulisté vrtule. Výkon zkoušeného zařízení je odebírán třením vrtulového listu o vzduch. Přesnost a účinnost této brzdy je velice malá. Při brždění vzniká vlivem odporu vzduchu hluk, který znemožňuje měřit hlučnost motoru nebo převodovky v blízkosti brzdy. V minulosti se používaly tyto brzdy pro zkoušení motocyklů nebo pohonu vrtulníku. [8]

2.2.3 Hydraulické brzdy

Vodní brzdy fungují obdobně jako hydrodynamické spojky. Energie hnacího stroje se snižuje vlivem vnitřního tření částic kapaliny. Vlivem odstředivé síly vzniká při otáčení rotoru uvnitř brzdy teroidální pohyb. Rozvřená kapalina naráží na lopatky statoru, kde ztrácí svou energii a zahřívá se. Přenosovým a chladícím médiem je voda. U brzdy s konstantním plněním (Froudeho dynamometr) dochází k regulaci brzdné síly pomocí zasouvání plátu do statoru, čímž se vyvolá změna teroidálního víru. Dalším druhem regulace je variabilní plnění. Na vstupu, popřípadě na výstupu, se reguluje průtok kapaliny do prostoru mezi statorem a rotorem. Při změně objemu vody se změní i brzdný moment. Tyto dynamometry jsou určeny pro maření velkých výkonů při vysokých otáčkách. [8]



Obr. 2.3: Vodní dynamometr od firmy DYNomite [10]

2.2.4 Elektrické dynamometry

Nejčastěji se používají stejnosměrné nebo asynchronní motory. Výhodou elektrických brzd je možnost rychlé regulace výkonu a rekuperace energie zpět do sítě. Tyto brzdy lze použít i do automatizovaných linek (možnost dynamických změn zatížení). Umožňují brzdit velké výkony. U stejnosměrných motorů je regulace zajištěná změnou proudu na kotvě a magnetickým tokem. Asynchronní motory se regulují změnou frekvence proudu. [8]

2.2.5 Elektromagnetické vířivé brzdy

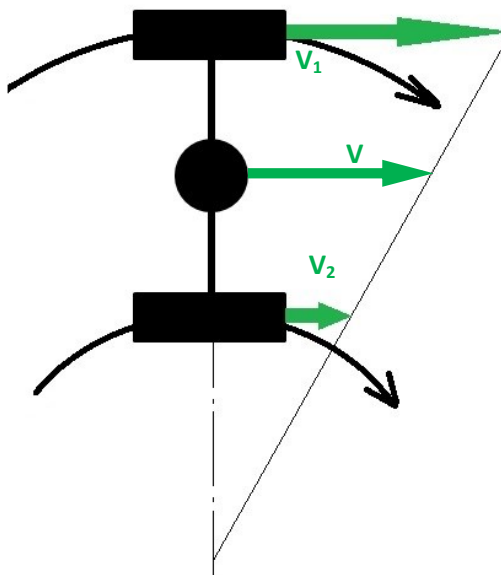
Tyto brzdy pracují na principu vzniku vířivých proudů při toku stejnosměrného proudu budícím vinutím. Brzdný moment se reguluje pomocí budícího proudu, který se přivádí na budicí cívku za vzniku magnetického pole. Vzniklé teplo se odvádí vzduchem nebo vodou, která protéká dutinami uvnitř brzdy. Podobné zařízení se nachází v nákladních automobilech nebo autobusech, kde slouží jako retardér. Těmito brzdami lze mařit i velký výkon, ale není zde možnost zpětné rekuperace energie. Pro svou jednoduchost jsou tyto brzdy nejpoužívanější. [8]



Obr. 2.4: Elektromagnetický retardér TELMA AF5 [11]

2.3 Diferenciál

Diferenciál slouží k odstranění parazitních momentů na nápravách a umožňuje rozdílné rychlosti otáčení poloos. Rozdílná rychlost otáčení vzniká u průjezdu zatáčkou, protože kolo blíž k poloměru otáčení musí za stejný čas opsat menší vzdálenost, než kolo vnější (Obr. 2.5).



Obr. 2.5: Rozdílné rychlosti otáčení kol [9]

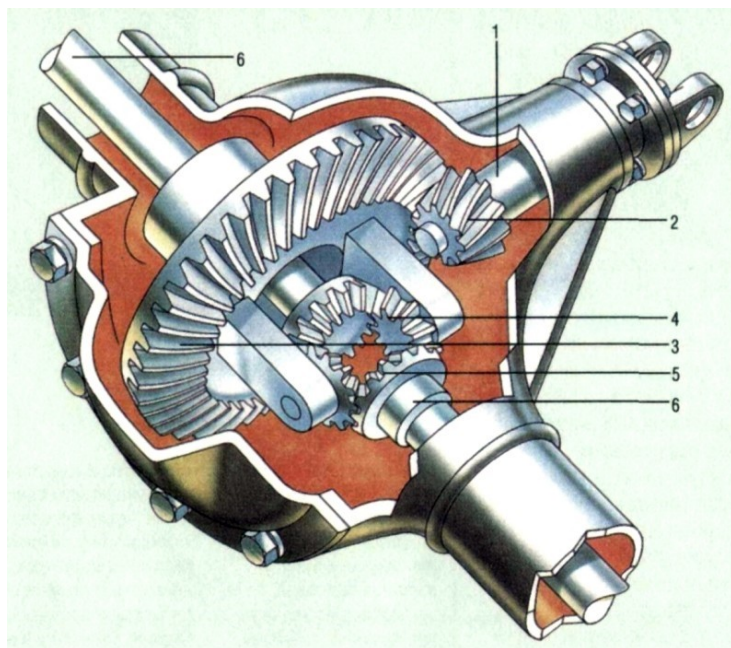
Při průjezdu náročným terénem je zapotřebí, aby byla všechna kola ve stálém záběru. Proto některá vozidla (především terénní) mají možnost uzavření diferenciálu. Uzavření diferenciálu se provádí mechanickým propojením dvou členů. Nejčastěji se propojí satelitní kuželové kolo s klecí diferenciálu. Tím vznikne zubová spojka, která umožní symetrické rozdělení točivého momentu na obě strany.

Mezinápravový diferenciál má dva významy. U osobních automobilů se mezinápravový diferenciál využívá pro volbu jízdních režimů. Dále se používá u nákladních automobilů o více nápravách. U nesouměrně naloženého nákladního vozidla dochází k různému zatížení náprav. Mezinápravový diferenciál tuto nerovnoměrnost eliminuje. [6]

2.3.1 Nejpoužívanější diferenciály v automobilech

Nejpoužívanější typ diferenciálu je kuželový symetrický diferenciál s malým vnitřním třením. Konstrukci tohoto diferenciálu tvoří hnané kolo, které je upevněno ke kleci, ve které jsou uloženy satelity (kuželová kola s přímými zuby). Oba satelity zabírají s planetovými koly, které jsou upevněny na levém a pravém výstupu. K těmto výstupům se pomocí příruby připojují poloosy vozidla.

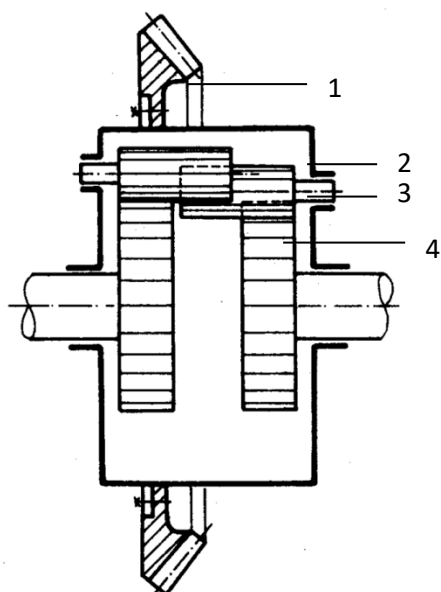
Z tohoto typu jsou odvozeny různé varianty, například kuželový diferenciál s uzávěrkou, nebo kuželový diferenciál se zvýšenou svorností. [6]



- 1-Vstupní hřídel
- 2-Pastorek
- 3-Talířové kolo
- 4-Satelit
- 5-Planetové kolo
- 6-Výstupní hřídel

Obr. 2.6: Kuželový diferenciál [12]

Méně používaný typ je čelní diferenciál. Konstrukce tohoto typu je poháněno pomocí stálého záběru, podobně jako kuželový diferenciál. Uspořádání satelitu v kleci se však značně liší od kuželového diferenciálu. V kleci jsou na čepech uloženy satelity, které zabírají mezi sebou, ale i s ozubením na výstupech z diferenciálu. Tento typ se používá u vozidel značky Tatra. [6]



- 1-Talířové kolo stálého záběru
- 2-Klec diferenciálu
- 3-Satelity
- 4-Čelní ozubené kolo

Obr. 2.7: Čelní diferenciál [13]

3 Konstrukční návrh

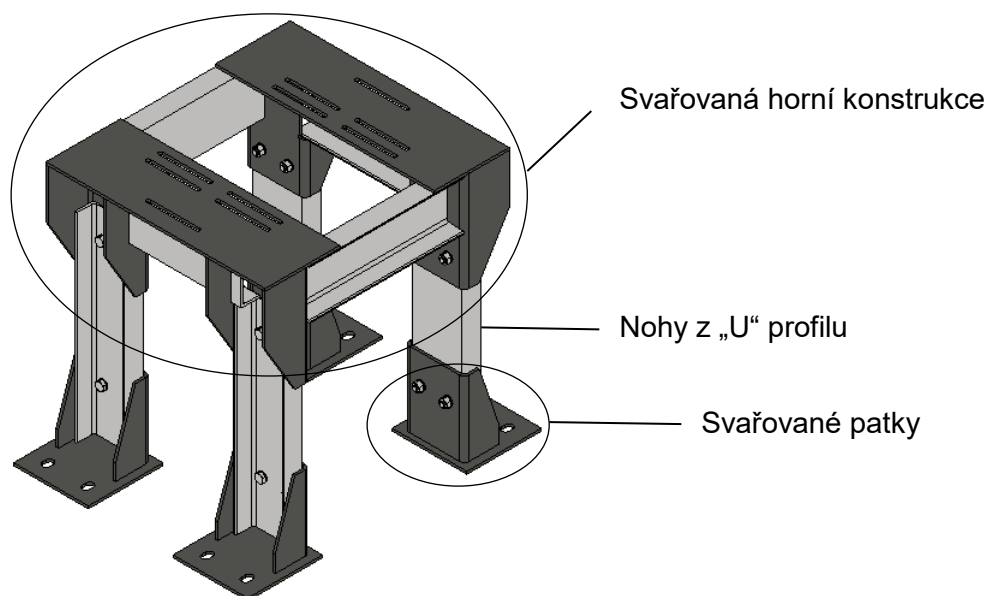
Hlavní části konstrukce tvoří dva upevňovací stoly, k prvnímu se připevní motor s převodovkou, k druhému diferenciál, brzda a odhlučňovací box motoru s převodovkou.

3.1 Rám

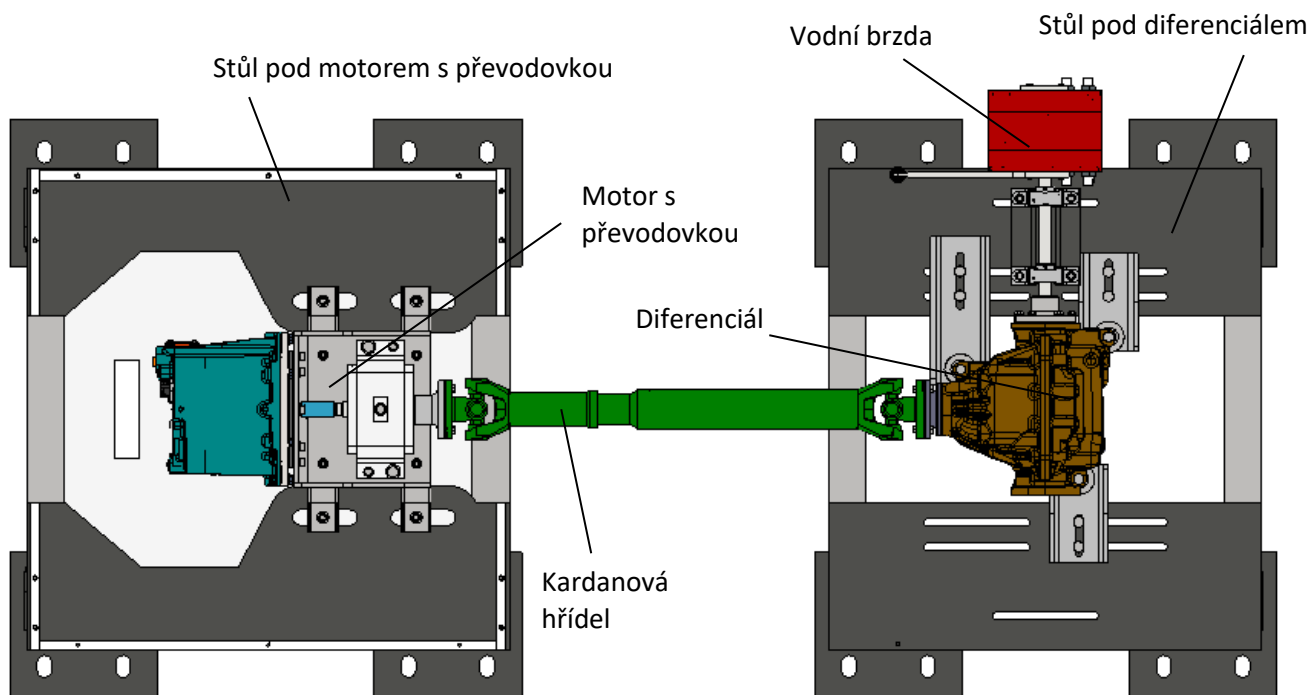
Rám je dělený na dva stoly, aby se vibrace z motoru a převodovky neprojevy v měření. Na větší stůl se upevní motor s převodovkou a na druhý stůl se upevní diferenciál. Diferenciál se propojí s motorem a převodovkou pomocí kardanové hřídele, která se používá ve vozidle.

Oba stoly jsou vysoké 1020 milimetrů. U každého stolu lze upravit výšku nohy o 15 milimetrů. Tímto vysunutím lze eliminovat nerovnost podlahy. Poloha každé nohy stolu je zajištěna pomocí dvou šroubů M20. Poloha kotevních šroubů je limitována oválnou drážkou v plechové patce stolu ve spodní části nohy.

Oba stoly se skládají ze tří částí. Horní část tvoří svařovaná konstrukce, která je složena z „U“ profilů, dvou horních desek a čtyř plechů v každém rohu stolu, které jsou naohýbány a svým tvarem vytvářejí zámek pro jeden z „U“ profilů. Horní desky jsou dvojího typu a slouží k upevnění diferenciálu nebo motoru s převodovkou. Pro uložení diferenciálu je tvar horní desky jednodušší. Diferenciál je upevněn pomocí konzol, které jsou přišroubovány v oválných drážkách stolu. Tímto vznikne možnost testovat i jiný druh diferenciálu o různých rozměrech. Deska pro upevnění motoru s převodovkou má mimo oválné drážky také vybrání pro prostrčení kabelů a díry se závitem, které slouží k přišroubování odhlučňujícího boxu. Další části stolu jsou nohy z „U“ profilů a svařované patky. Všechny plechové díly jsou navrženy z plechu o tloušťce 10 milimetrů.



Obr. 3.1: Stůl k upevnění diferenciálu

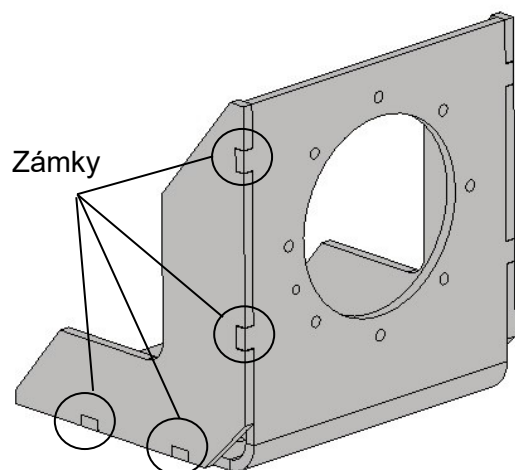


Obr. 3.4: Schéma testovací stolice

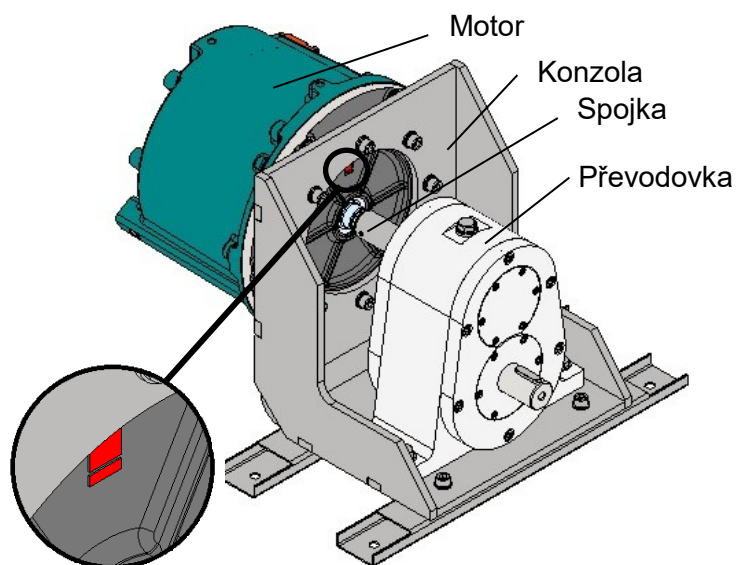
3.2 Motor

Pohon pro měřicí stolicí byl zvolen od firmy EVC GROUP s.r.o., která se zabývá přestavbou vozidel na elektromobily. Jedná se o vysokootáčkový stejnosměrný motor s permanentními magnety. Tento motor byl firmou EVC doporučen, protože vysokootáčkové motory mají nižší hmotnost a cenu, oproti pomaloběžným motorům. Motor má konstantní krouticí moment 311Nm do 5000 ot/min, poté pozvolna klesá. Právě v tomto rozsahu se bude motor při testování diferenciálu provozovat. Více informací o motoru, jako například výkonnostní a momentová charakteristika nebo účinnost motoru, je v příloze číslo 4.

Motor je chlazen vodou. Proto může být uzavřen v odhlučňovacím boxu. Chladicí kapalina se bude přivádět z nádoby pomocí čerpadla. Motor se upevňuje pouze z čela na přírubu. Z tohoto důvodu jsem navrhl konzolu, která upevňuje motor a převodovku do jednoho bloku. Konzola je svařená z ohnutého plechu a dvou žeber. Z obrázku (Obr.3.2) je zřejmé, že polohu jednotlivých dílů zajišťují zámky uložené po obvodu žeber.



Obr. 3.2: Konzola motoru s převodovkou



Obr. 3.3: Kompletní blok (motor s převodovkou)

Výrobce nařizuje upevnění motoru tak, aby byl červený vykřičník v horní poloze podle obrázku (Obr. 3.3). Tímto uložením je zajištěno správné mazání motoru. Motor se ke konzole upevňuje pomocí osmi šroubů M10. Středění motoru je zajištěno pomocí otvoru v konzole a jednoho válcového kolíku. Přesné uložení převodovky do osy motoru zajišťují dva lícované šrouby v patkách převodovky. Smontovaný celek se potom přišroubuje ke dvěma ocelovým profilům obdélníkového průřezu. Tyto profily slouží k montáži celého bloku k desce stolu rámu.

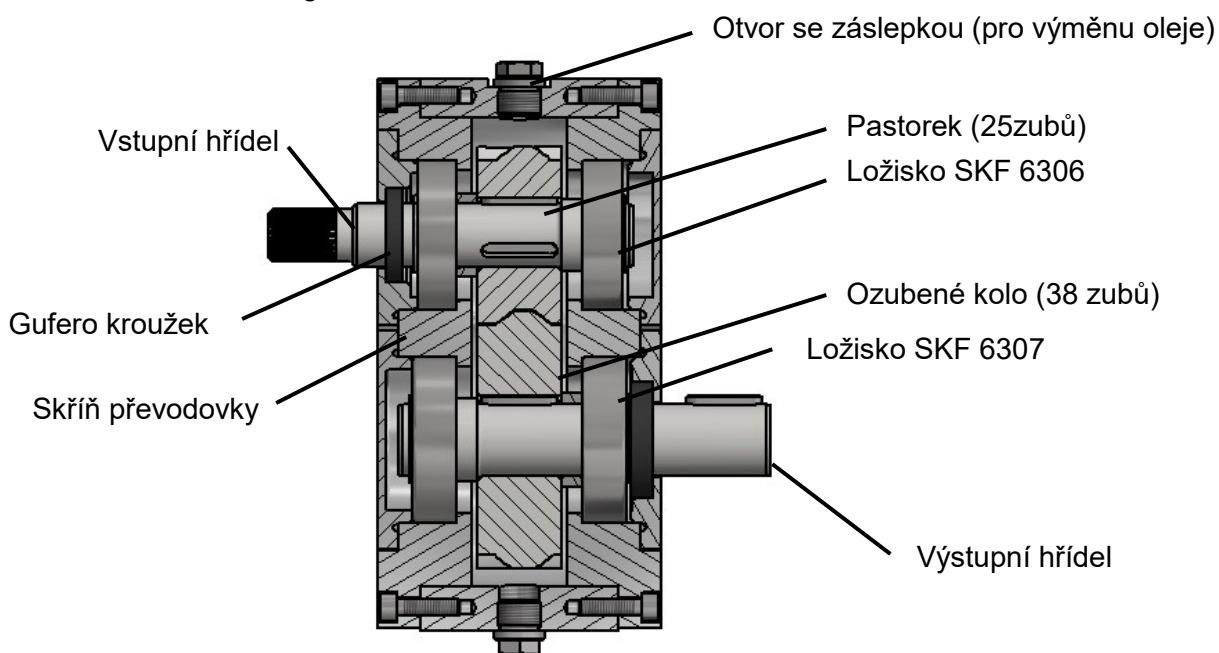
3.3 Převodovka

Jelikož je motor vysokootáčkový, musí se tyto otáčky redukovat. Měření bude probíhat při 1500 až 3000 otáčkách za minutu. Pro redukci jsem navrhnul převodový poměr 1,52. Tento převod lze realizovat pomocí jednoho páru soukolí. Na vstupní hřídeli je pastorek se 25 zuby a na výstupní hřídeli je kolo s 38 zuby. Navržené soukolí má modul 3 milimetry a úhel sklonu zubu roztečné kružnice 15°. Šířka ozubení je 40 milimetrů.

Vstupní i výstupní hřídel je navržen z materiálu ČSN 11 523. K přenosu točivého momentu od motoru je navrženo drážkování, které odpovídá drážkování na hřídeli motoru. U obou ozubených kol je přenos točivého momentu na hřídel zajištěn pomocí dvou těsných per. Na výstupu z převodovky jsou rovněž použita dvě těsná pera.

Na vstupní hřídeli jsou nasazená dvě ložiska velikosti SKF 6306. Ložisko, které je blíže k motoru, je axiálně pevné a přenáší tak axiální sílu. Vnější kroužek se opírá o stěnu těla skříně převodovky a z druhé strany je zajištěn víčkem. Na hřídeli je toto ložisko opřené o distanční kroužek a z druhé strany je zajištěno pojistným kroužkem. Druhé ložisko je axiálně volné. Na výstupní hřídeli jsou použita ložiska velikosti SKF 6307. Uložení ložisek je obdobné jako na vstupní hřídeli.

Skříň převodovky tvoří plášť, přední a zadní část skříně. Na horní a spodní straně pláště jsou otvory s trubkovým závitem. Otvory slouží k výměně oleje, při provozu jsou uzavřeny zátkami. Víčka ložisek mají drážku pro O-kroužek, který zamezuje vytečení oleje z převodovky. K těsnění výstupních konců hřídele slouží gufero kroužek.



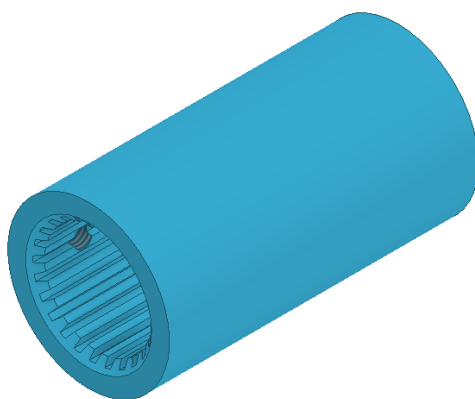
Obr. 3.5: Schématický řez převodovkou

3.4 Spojky

V návrhu jsou použity tři spojky. První propojuje motor s převodovkou. Druhá je nasazena na výstupní hřídeli převodovky a spojuje převodovku s kardanem. Třetí spojuje výstupní přírubu diferenciálu s hřídelí brzdy. Nelze použít kupované spojky, protože každá spojka je připojena k již hotové součásti se specifickou konstrukcí.

3.4.1 Spojka mezi motorem a převodovkou

Jedná se o trubkovou spojku. Přenos točivého momentu je zajištěn pomocí drážkování, které odpovídá drážkování na hřídeli motoru. Toto drážkování je atypické. Stejně jako jemné drážkování má lichoběžníkový profil drážky. Drážka v náboji má úhel lichoběžníku 15°, kdežto na hřídeli motoru 30°. Axiálnímu posunu zamezuje jeden stavěcí šroub M5.



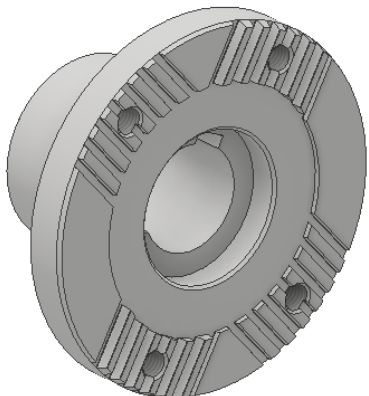
Obr. 3.6: Spojka mezi motorem a převodovkou.

3.4.2 Spojka mezi převodovkou a kardanovou hřídelí

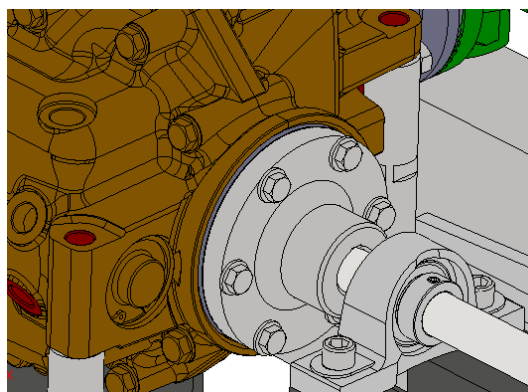
Po domluvě s firmou TALOSA s.r.o., jsem pro spojku mezi převodovkou a kardanovou hřídelí navrhl přírubovou spojku. Kardan umožňuje malou nesouosost (přibližně do 1°), a proto není zapotřebí vyrovnávací spojka. Přesné ustavení bloku (motoru s převodovkou) lze docílit pomocí oválných drážek v desce stolu. Na čelu spojky jsou vyfrézované drážky, které zapadají do drážek na čele příruby kardanu. Točivý moment se od převodovky přenáší pomocí pera a následně přes drážkování na čelech obou přírub na kardan spojený s diferenciálem. Pohled na drážkování v čele spojky je na obrázku (Obr. 3.6). Na čelní straně je vytvořeno osazení pro podložku se zápusťným šroubem, který zachytává axiální síly.

3.4.3 Spojka mezi diferenciálem a brzdou

Tato přírubová spojka je tvarově nejjednodušší. Přenos momentu z diferenciálu je realizován pomocí třecí vazby mezi přírubami. Spojka je přišroubována k přírubě diferenciálu šesti šrouby M10. Dvě těsná pera přenáší točivý moment na hřídel brzdy. Posouvání spojky po hřídeli je zamezeno podobně jako u spojky mezi převodovkou a kardanem.



Obr. 3.7: Spojka mezi převodovkou a kardanem



Obr. 3.8: Pohled na spojku mezi diferenciálem a brzdou

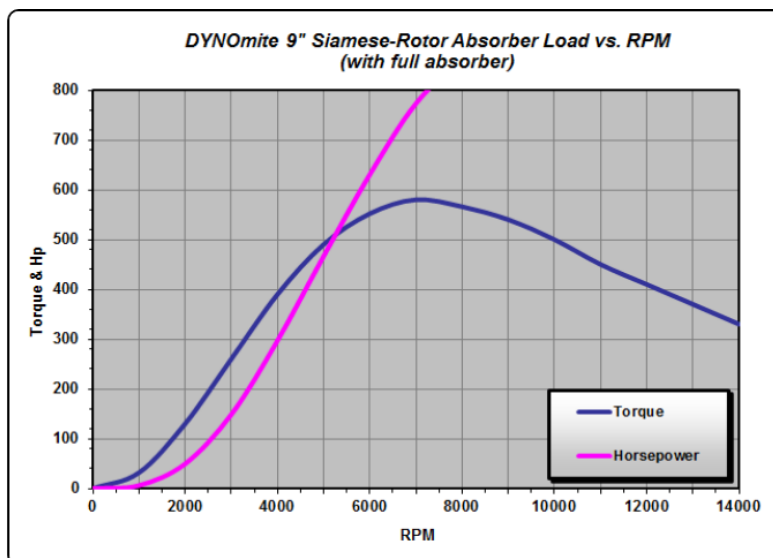
3.5 Brzda

Protože se jedná o otevřený okruh, bude zapotřebí brzdit velký výkon. Po konzultaci s firmou TALOSA s.r.o., se jedná o brzdění přibližně 150 Nm při 2000 otáčkách za minutu. Těmto parametrům odpovídá vodní brzda o velikosti 9'' se symetrickým rotorem (charakteristika vodní brzdy je na obrázku 3.9). Tuto brzdou vyrábí firma DYNO-mite Dynamometer [14]. Vodní brzdy jsou vhodné pro brzdění středně vysokých, až vysokých otáček. Funkce vodní brzdy je popsána v rešerši této práce.

V tabulce (Tab. 3.1) jsou vypsány vstupní otáčky, při kterých se bude diferenciál testovat. Podle charakteristiky brzdy, těmto otáčkám odpovídá maximální brzdná síla a maximální brzdný výkon. Hodnoty v grafu i v tabulce jsou uvedeny pro plně zaplněnou brzdou vodou.

Tab. 3.1: Parametry brzdy při testování diferenciálů

Vstupní otáčky do diferenciálu [ot · min ⁻¹]	1000	1700	2400	3400
Výstupní otáčky z diferenciálu [ot · min ⁻¹]	668	1135,6	1603,2	2271,2
Max. brzdný moment [Nm]	12,5	45	90	145
Odebraný výkon v [kW]	0,9	5,4	15,1	34,5



Obr. 3.9: Charakteristika zvolené vodní brzdy [14]

Brzda je vyrobená z hliníkových slitin. Svým rozměrem nezabírá mnoho místa. Brzda se připojí k diferenciálu pomocí hřídele. Jelikož se na brzdě měří točivý moment pomocí páky na statoru, musí se stator brzdy uložit otočně s co nejmenším třením. Toto uložení zajišťují dvě ložiska v ložiskových domcích, které jsou pevně přišroubované ke dvěma svařovaným konzolám. Konzoly jsou pevně přišroubovány k desce stolu.

Chladicí i pracovní kapalinou je voda. Při brždění se voda zahřívá. Výrobce udává, že teplota vody nesmí přesáhnout 65 °C. Při překročení této teploty dochází ke kavitaci. Objem vody v brzdě je 2,1 litrů. Brzda se bude zásobovat vodou z uzavřeného okruhu, který se bude skládat ze dvou 200 litrových sudů. Pro předpoklad maření výkonu během zkoušky se vypočte maximální čas zkoušení podle vzorce (3.1). Vzorec je zjednodušený, nepočítá se s odvodem tepla přes stěny brzdy, hadic a barelů.

$$T = \frac{m \cdot c \cdot (t_1 - t_2)}{P} \quad (3.1)$$

- m...Hmotnost vody, 400 litrů vody => m = 400 kg
- c... Měrná tepelná kapacita vody $c = 1,163 \frac{\text{W} \cdot \text{h}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
- t_1 ...Maximální teplota vody $t_1 = 65^\circ\text{C}$
- t_2 ...Počáteční teplota vody $t_2 = 20^\circ\text{C}$
- P...Průměrný výkon odebraný brzdou během měření $P = 13,9 \text{ kW}$

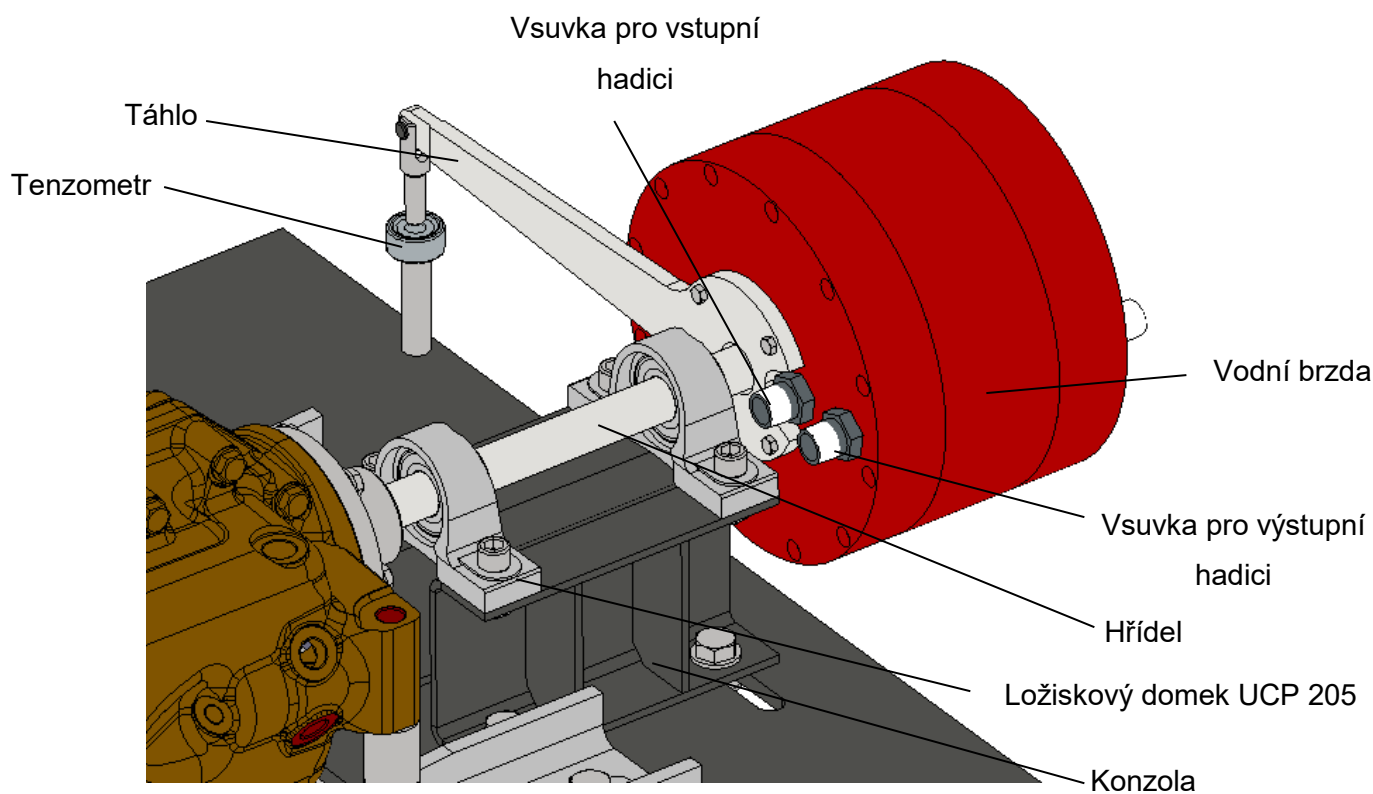
$$T = \frac{400 \cdot 1,163 \cdot (65 - 20)}{13,9 \cdot 10^3} = 1,5 \text{ h}$$

Doba zkoušky tedy nesmí přesáhnout jeden a půl hodiny. Je zapotřebí hlídat teplotu vody v barelech, aby nedošlo k překročení maximální teploty vody.

Regulace brzdného momentu je řízena pomocí škrtícího ventilu na vstupu do brzdy. Jelikož je brzda symetrická, musí se zajistit přívod a odtok vody do obou stran brzdy. Toho lze dosáhnout rozdělkou tvaru „Y“. Pro připojení vody je zapotřebí hadice o vnitřním průřezu 1/2“.

Rameno na statoru má délku 300 milimetrů od osy hřídele. Na konci páky je upevněná vidlička se závitem. Na konec závitu se upevní tenzometrický snímač síly, který zachycuje sílu brzdného momentu. Brzdný moment se potom dopočítá z naměřené síly a délky ramene podle vzorce (3.2).

$$M_B = F \cdot r = F \cdot 0,3 \quad [\text{Nm}] \quad (3.2)$$



Obr. 3.10.: Uložení vodní brzdy

3.6 Hluková izolace

Aby motor s převodovkou neovlivnil měření, je uzavřen v odhlučňovacím boxu. Rám boxu je vyroben z plechu o tloušťce 1 milimetr. Box se skládá z pláště, víka, vzpěry a izolačního materiálu. Víko je přišroubováno k pantům na plášti. Pro vyztužení slouží vzpěra na horní části, která je přinýtovaná k plášti boxu. Na víku je přišroubované madlo z kulatiny, pro snadný přístup k motoru a převodovce. Celý box je přišroubován k desce stolu jedenácti šrouby M6. Víko je uzamčeno dvěma šrouby na bocích boxu, aby se zabránilo rozvibrování víka.

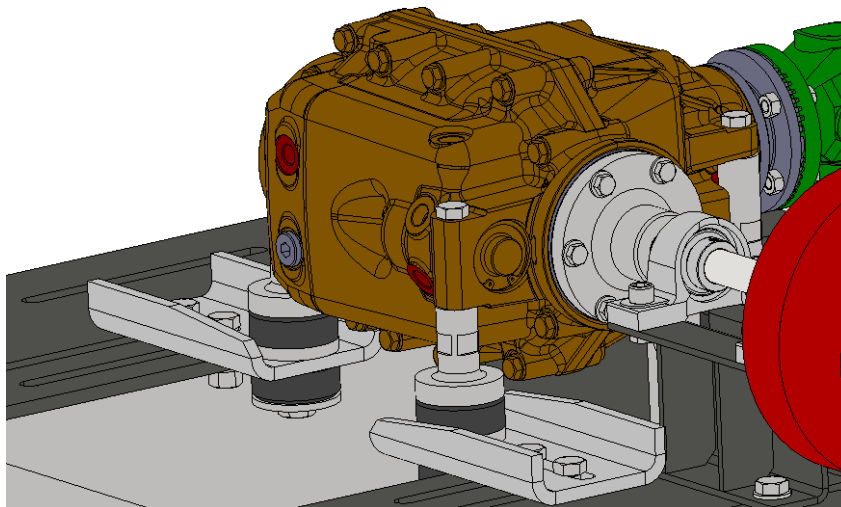
Motor i převodovka jsou přišroubovány přes silentblok, který odděluje zařízení od rámu. Navržené silentbloky jsou od německé firmy STS Schwingungstechnik [15]. Pro blok motoru s převodovkou i diferenciál jsem zvolil typ STH, který je určen pro upevnění zařízení ve vozidlech. Tyto silentbloky se vyrábějí v pěti velikostech a pěti různých tvrdostech podle zatížení.

3.6.1 Izolační materiál

Protihlukovou izolaci jsem zvolil od firmy CELLOFOAM typ F800NK o tloušťce 60 milimetrů [15]. Izolace je tvořena rubovou stranou a rounem spojených polyesterových vláken. Izolační materiál se nalepí na plechový box tvrdou stranou. Aby byl box uzavřen i ze spodní strany, vloží se plát izolace pod motor s převodovkou.

3.6.2 Antivibrační páska

Pomocí antivibrační pásky se oddělí jednotlivé díly, aby se zamezilo rozvibrování jednotlivých plechových součástí. Pro tento účel je použita silikonová páska o rozměru 10x3 milimetry. Tato páska je nalepená mezi stolem a boxem. Dále odděluje víko boxu od obvodového plechu. [17]



Obr. 3.11: Pohled na uložení diferenciálu pomocí silentbloku STH

3.7 Senzory a snímače

Na testovací stolici se budou měřit vibrace, otáčky, hluk, teplota oleje v diferenciálu a brzdny moment.

3.7.1 Měření vibrací

Měření vibrací bude zajištěno pomocí tří piezoelektrických akcelerometrů od firmy Brüel & Kjær, které budou upevněny na skříni diferenciálu v místě ložisek. Pro měření je vhodný tříosý akcelerometr s označením 4535-B-001. U originálního diferenciálu v místech nad ložisky není žádná plocha k upevnění, proto jsme se s firmou TALOSA s.r.o. domluvili na vybroušení plošek v místech nad ložisky. Do těchto ploch se akcelerometr upevní pomocí magnetu se závitem. Magnety jsou rovněž od firmy Brüel & Kjær. Další možností upevnění je nalepení akcelerometrů. [18], [19]



Obr. 3.12: Magnet sloužící k upevnění akcelerometru (typ UA-1681) [19]



Obr. 3.13: Piezoelektrický akcelerometr (typ 4535-B-001) [18]

3.7.2 Měření otáček

Otáčky se budou řídit elektromotorem. Měření otáček bude bezkontaktní pomocí odrazové cedulky a laserového zařízení. Měření tak může probíhat buď na kardanové hřídeli, nebo na hřídeli brzdy. Je zapotřebí, aby podklad v místě měření nebyl lesklý, jinak by došlo ke zkreslování výsledku při měření. Pro měření lze použít snímač otáček VIB 6.631 od firmy Pruftechnik. Měřidlo lze upnout do magnetického stojánu, který zajistí polohu senzoru při měření. [21]

3.7.3 Měření hluku

Měření hluku bude provedeno pomocí mikrofonu. Zvolený mikrofon je od firmy Brüel & Kjær, typ 4966. Zařízení bude upevněno ve stojánku s magnetickou upínkou. Mikrofon je schopen měřit v oblasti 5 Hz až 50 kHz. [20]



Obr. 3.14: Mikrofon od firmy Brüel & Kjær (typ 49666) [20]



Obr. 3.15: Teplotní senzor od firmy KA sensors (NTC1-M6-S-PT-050) [22]

3.7.4 Měření teploty oleje v diferenciálu

Teplotní senzor bude našroubován v upravené olejové zátce, která bude součástí měřicí stolice. Zátka má vnější závit M20x1. Do této zátky se vyvrtá otvor se závitem M6 a následně se do vytvořeného závitu našroubuje senzor od firmy KA sensors s označením NTC1-M6-S-PT-050. [22]

3.7.5 Měření brzdného momentu

Reakci na konci páky brzdy zachytává tenzometrický snímač síly od firmy COMFORIA s.r.o., typ MCF 20. Tento tenzometr má můstkové zapojení, což eliminuje změnu okolní teploty při měření. Diferenciál se může krátkodobě zkoušet i na reverzní otáčky, protože tenzometr snímá tah i tlak. Maximální zatížení tenzometru je 5 kN. [23]



Obr. 1: Tenzometr od firmy COMFORIA (typ MCF 20) [23]

4 Návrh převodovky

Jak bylo uvedeno výše, jedná se o jednostupňovou převodovku. Návrh ozubení byl proveden pomocí programu MODUL a následně se navrhla geometrie v programu GEOMETRIE. Pevnostní výpočet ozubení byl proveden v programu ČSN 01 4686. Výstupní hodnoty jsou uvedeny v příloze č. 5.

Vstupní hodnoty do výpočtu:

$$T_1 = 311 \text{ Nm}$$

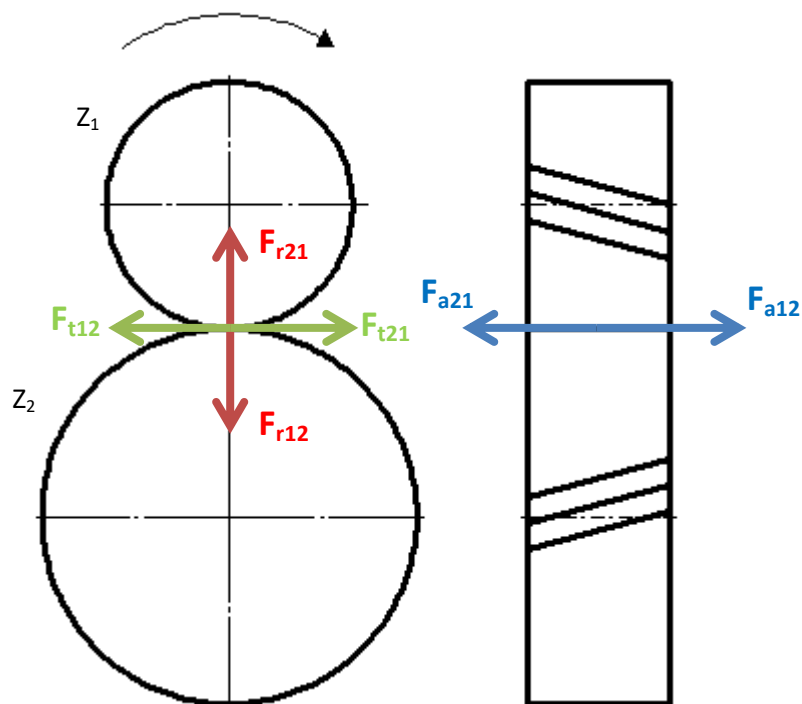
$$n_1 = 5200 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$i = 1,52$$

4.1 Výpočet sil působících na hřídele

Na hřídel působí pouze síly z ozubení. Protože má ozubení šikmé zuby, působí na ozubení radiální, tečná a axiální síla. Znázornění sil na roztečných kružnicích ozubení pro zvolený směr otáčení jsou vyobrazeny v obrázku (Obr.: 4.1).

Podle tohoto schématu se síly zavedou na jednotlivé hřídele při výpočtu reakcí. Výpočet je provedený podle literatury [1], [3].



Obr. 2.1: Schéma působení sil od ozubení

4.1.1 Výpočet obvodových sil

$$F_{tn} = \frac{T_n \cdot 2}{d_n} \quad (4.1)$$

$$F_{t12} = F_{t21} = \frac{T_1 \cdot 2}{d_1} = \frac{311 \cdot 1000 \cdot 2}{77,646} = 8010,7 \text{ N}$$

4.1.2 Výpočet radiálních sil

$$F_{rn} = \frac{F_{tn} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (4.2)$$

$$F_{r12} = F_{r21} = \frac{F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{8010,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ} = 3018,5 \text{ N}$$

4.1.3 Výpočet axiálních sil

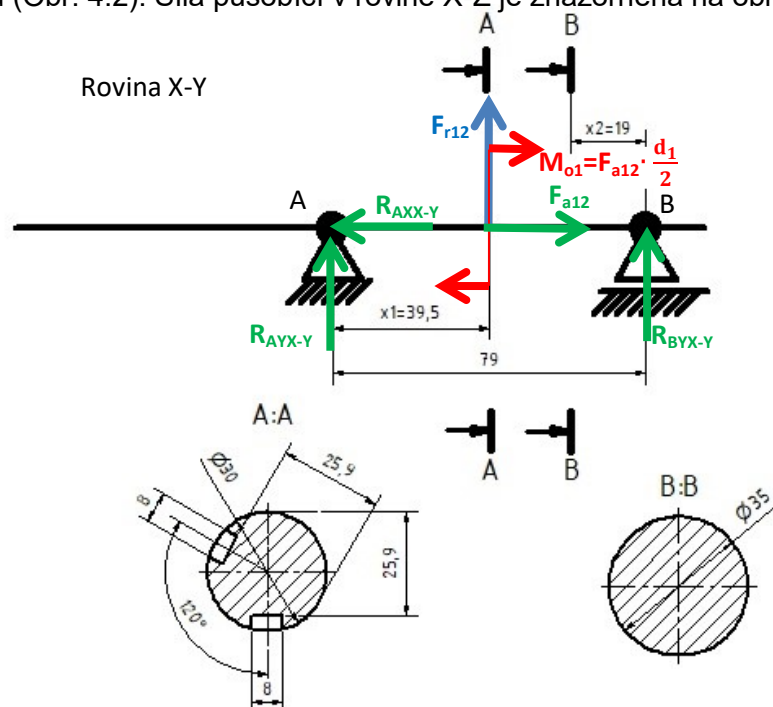
$$F_{an} = F_{tn} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (4.3)$$

$$F_{a12} = F_{a21} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \beta = 8010,7 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 2146,5 \text{ N}$$

4.2 Kontrola vstupní hřídele

4.2.1 Výpočet reakčních sil na vstupním hřídeli

Průběhy ohybových momentů a posouvajících se sil v jednotlivých osách jsou vyobrazeny v příloze č. 3. Schéma s rozložením sil v rovině X-Y a zaznačení kritických průřezů jsou vyobrazeny v obrázku (Obr. 4.2). Síla působící v rovině X-Z je znázorněná na obrázku (Obr. 4.3).



Obr. 4.2: Schéma s rozložením sil na vstupní hřídel (rovina X-Y)

4.2.2 Výpočet reakcí v rovině X-Y

$$\sum M_B = R_{AYX-Y} \cdot 79 + M_{o1} + F_{r12} \cdot 39,5 = 0$$

$$R_{AYX-Y} = \frac{-M_{o1} - F_{r12} \cdot 39,5}{79} = \frac{-83,3 \cdot 1000 - 3018,5 \cdot 39,5}{79} = -2564,1 \text{ N}$$

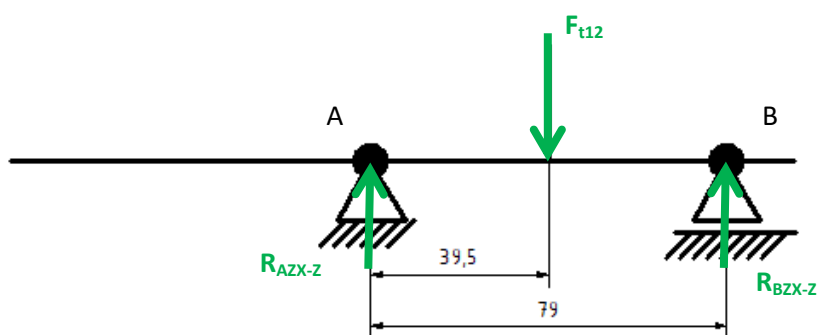
$$\sum M_A = -F_{r12} \cdot 39,5 - R_{BYX-Y} \cdot 79 + M_{o1} = 0$$

$$R_{BYX-Y} = -\frac{F_{r12} \cdot 39,5 - M_{o1}}{79} = \frac{83,3 \cdot 1000 - 3018,5 \cdot 39,5}{79} = -454,8 \text{ N}$$

$$\sum F_{AXX-Y} = -R_{AXX-Y} + F_{a12} = 0$$

$$R_{AXX-Y} = F_{a12} = 2146,5 \text{ N}$$

4.2.3 Výpočet reakcí v rovině X-Z



Obr. 4.3: Schéma působení síly v rovině X-Z

$$\sum M_B = R_{AZX-Z} \cdot 79 - F_{t12} \cdot 39,5 = 0$$

$$R_{AZX-Z} = \frac{F_{t12} \cdot 39,5}{79} = \frac{8010,7 \cdot 39,5}{79} = 4005,4 \text{ N}$$

$$\sum M_A = -R_{BZX-Z} \cdot 79 + F_{t12} \cdot 39,5 = 0$$

$$R_{BZX-Z} = -\frac{-F_{t12} \cdot 39,5}{79} = -\frac{-8010,7 \cdot 39,5}{79} = 4005,4 \text{ N}$$

4.3 Bezpečnost vstupní hřídele

Na hřídeli je zapotřebí určit místa, ve kterých může vzniknout lom nebo koncentrace napětí. Na vstupní hřídeli je to místo maximálního ohybového napětí, ve kterém se nachází dvě drážky pro pero a místo, kde je změna průměru hřídele. Jednotlivá místa jsou zobrazena na obrázku (Obr. 4.2).

4.3.1 Rovnice ohybových momentů v oblasti řezů A-A v rovině X-Y a X-Z

$$M_{OXYA-A} = R_{AYX-Y} \cdot x_1 + M_{01} = -2564,1 \cdot 0,0395 + 83,3 = -20,5 \text{ Nm}$$

$$M_{OXZA-A} = R_{AZX-Z} \cdot x_1 = 4005,4 \cdot 0,0395 = 158,2 \text{ Nm}$$

4.3.2 Výsledný ohybový moment v místě A-A se započteným dynamickým součinitelem $K_A=1,2$

$$M_{OA-A} = \sqrt{(K_A \cdot M_{OXYA-A})^2 + (K_A \cdot M_{OXZA-A})^2} \quad (4.4)$$

Dynamický součinitel $K_A = 1,2$ jsem volil s ohledem na zvýšenou nerovnoměrnost provozu a pro pohon elektromotorem.

$$M_{OA-A} = \sqrt{[1,2 \cdot (-20,5)]^2 + (1,2 \cdot 158,2)^2} = 196,2 \text{ Nm}$$

4.3.3 Rovnice ohybových momentů v oblasti řezu B-B v rovině X-Y a X-Z

$$M_{OXYB-B} = -R_{BYX-Y} \cdot x_2 + M_{01} = -(-454,4) \cdot 0,019 + 83,3 = 9,3 \text{ Nm}$$

$$M_{OXZB-B} = -R_{BZX-Y} \cdot x_2 = -4005,4 \cdot 0,019 = -82,1 \text{ Nm}$$

4.3.4 Výsledný ohybový moment v místě B-B se započteným dynamickým součinitelem $K_A=1,2$

$$M_{OB-B} = \sqrt{(K_A \cdot M_{OXYB-B})^2 + (K_A \cdot M_{OXZB-B})^2} \quad (4.5)$$

$$M_{OB-B} = \sqrt{(1,2 \cdot 9,3)^2 + [1,2 \cdot (-82,1)]^2} = 99,2 \text{ Nm}$$

4.3.5 Průběh točivého momentu se započítáním dynamického součinitele $K_A=1,2$

$$T_{AA-BB} = K_A \cdot T_1 = 1,2 \cdot 311 = 373,2 \text{ Nm}$$

4.4 Statická kontrola vstupní hřídele

Obě hřídele jsou vyrobeny s oceli ČSN 11 523

4.4.1 výpočet ohybového napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{SOA-A} = \frac{32 \cdot M_{OA-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \cdot \alpha_{\sigma A-A} \quad (4.6)$$

Pro určení součinitele vrubu v ohybu existuje graf pouze pro jednu drážku pro pero, proto jsem hodnotu pro dvě drážky zdvojnásobil. Hodnota součinitele vrubu je tedy $\alpha_{\sigma A-A} = 2,5$.

$$\sigma_{\sigma A-A} = \frac{32 \cdot 196,2 \cdot 1000}{\pi \cdot 30^3} \cdot 2,5 = 185,1 \text{ MPa}$$

4.4.2 Krutové napětí v průřezu A-A

$$\tau_{\tau A-A} = \frac{16 \cdot T_{AA-BB}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \cdot \alpha_{\tau A-A} \quad (4.7)$$

Podobně jako u součinitele vrubu v ohybu, neexistuje ani pro součinitel vrubu v krutu pro dvě drážky žádný graf, proto jsem součinitel vrubu zdvojnásobil. Hodnota součinitele vrubu pro krut je tedy $\alpha_{\sigma A-A} = 1,9$

$$\tau_{\tau A-A} = \frac{16 \cdot 94,2 \cdot 1000}{\pi \cdot 30^3} \cdot 1,9 = 112,6 \text{ MPa}$$

4.4.3 Redukované napětí v průřezu A-A podle Gesta

$$\sigma_{\text{RED } A-A} = \sqrt{\sigma_{\sigma A-A}^2 + 4 \cdot \tau_{\tau A-A}^2} \quad (4.8)$$

$$\sigma_{\text{RED } A-A} = \sqrt{185,1^2 + 4 \cdot 112,6^2} = 291,5 \text{ MPa}$$

4.4.4 Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$K_{s \text{ } A-A} = \frac{R_{e \text{ } 11 \text{ } 523}}{\sigma_{\text{RED } A-A}} \quad (4.9)$$

$$K_{s \text{ } A-A} = \frac{355}{291,5} = 1,2$$

4.4.5 Ohybové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{\sigma B-B} = \frac{32 \cdot M_{O \text{ } B-B}}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \cdot \alpha_{\sigma B-B} \quad (4.10)$$

V průřezu B-B dochází ke změně průřezu. Z grafu vyplývá, že $\alpha_{\sigma B-B} = 1,9$.

$$\sigma_{\sigma B-B} = \frac{32 \cdot 99,2 \cdot 1000}{\pi \cdot 30^3} \cdot 1,9 = 71,1 \text{ MPa}$$

4.4.6 Krutové napětí v průřezu B-B

$$\tau_{\tau B-B} = \frac{16 \cdot T_{AA-BB}}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \cdot \alpha_{\tau B-B} \quad (4.11)$$

S grafu pro změnu průřezu je součinitel vrubu pro krut $\alpha_{\tau B-B} = 1,75$

$$\tau_{SB-B} = \frac{16 \cdot 373,2 \cdot 1000}{\pi \cdot 30^3} \cdot 1,75 = 123,2 \text{ MPa}$$

4.4.7 Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta

$$\sigma_{RED B-B} = \sqrt{\sigma_{SO B-B}^2 + 4 \cdot \tau_{SO B-B}^2} \quad (4.12)$$

$$\sigma_{RED B-B} = \sqrt{71,1^2 + 4 \cdot 123,2^2} = 256,4 \text{ MPa}$$

4.4.8 Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B

$$K_{s B-B} = \frac{R_{e 11 523}}{\sigma_{RED B-B}} \quad (4.13)$$

$$K_{s B-B} = \frac{355}{256,4} = 1,4$$

4.5 Dynamická bezpečnost vstupní hřídele

4.5.1 Mez únavy v ohybu oceli ČSN 11 523 pro hladký vzorek

Hodnota R_m pro materiál ČSN 11 523 je $R_m = 490 \text{ MPa}$ [1]

$$\sigma_{CO 15230} = 0,49 \cdot R_m \quad (4.14)$$

$$\sigma_{CO 15230} = 0,49 \cdot 490 = 240,1 \text{ MPa}$$

4.5.2 Vrubový účinek v průřezu A-A

$$\beta_{A-A} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma A-A} - 1}{1 - \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{A-A}}}} \quad (4.15)$$

- Poloměr vrubu je zaoblení dna drážky a má hodnotu $\rho_{A-A} = 0,4$
- Neuberova konstanta \sqrt{A} se vypočte ze vztahu [1]:

$$\sqrt{A} = 1,238 788 - 0,224 979 \cdot 10^{-2} \cdot R_m + 0,159 942 \cdot 10^{-5} \cdot R_m^2 - 0,418 477 \cdot 10^{-9} \cdot R_m^3 \quad (4.16)$$

$$\sqrt{A} = 1,238 788 - 0,224 979 \cdot 10^{-2} \cdot 490 + 0,159 942 \cdot 10^{-5} \cdot 490^2 - 0,418 477 \cdot 10^{-9} \cdot 490^3$$

$$\sqrt{A} = 0,472$$

Po dopočtení se konstanty dosadí do rovnice (4.15)

$$\beta_{B-B} = 1 + \frac{2,5 - 1}{1 - \frac{0,472}{\sqrt{0,4}}} = 1,859$$

4.5.3 Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A

$$\sigma_{CO A-A15230}^* = \frac{\varepsilon_{VA-A} \cdot \eta_{PA-A}}{\beta_{A-A}} \cdot \sigma_{CO 15230} \quad (4.17)$$

- Součinitel velikosti součástí ε_V se vypočte ze vztahu pro velikost součástí

(2,79 ≤ d ≤ 51 mm) podle zdroje [1]:

$$\varepsilon_V = 1,24 \cdot d^{-0,107} \quad (4.18)$$

$$\varepsilon_{VA-A} = 1,24 \cdot 30^{-0,107} = 0,862$$

- Součinitel jakosti povrchu pro obrábění se vypočte ze vztahu, který je uvedený níže. Podle zdroje [1], hodnoty a = 4,51; b = -0,265:

$$\eta_P = a \cdot R_m^b \quad (4.19)$$

$$\eta_P = 4,51 \cdot 490^{-0,265} = 0,874$$

Vypočtené koeficienty se dosadí do rovnice (4.17)

$$\sigma_{CO A-A15230}^* = \frac{0,862 \cdot 0,874}{1,859} \cdot 240,1 = 97,2 \text{ MPa}$$

4.5.4 Amplitudové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{a0 A-A} = \frac{32 \cdot M_{0 A-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \quad (4.20)$$

$$\sigma_{a0 A-A} = \frac{32 \cdot 196,2 \cdot 1000}{\pi \cdot 30^3} = 74 \text{ MPa}$$

4.5.5 Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu pro průřez A-A

$$K_{d\sigma A-A} = \frac{\sigma_{CO A-A15230}^*}{\sigma_{a0 A-A}} \quad (4.21)$$

$$K_{d\sigma A-A} = \frac{97,2}{74} = 1,3$$

4.5.6 Součinitel statické bezpečnosti v krutu v průřezu A-A

$$K_{\sigma\tau A-A} = \frac{0,577 \cdot R_{e 15230}}{\tau_{SA-A}} \quad (4.22)$$

$$K_{\sigma\tau A-A} = \frac{0,577 \cdot 355}{112,6} = 1,8$$

4.5.7 Výsledná bezpečnost v průřezu A-A

$$K_{VA-A} = \frac{K_{d\sigma A-A} \cdot K_{\sigma\tau A-A}}{\sqrt{K_{d\sigma A-A}^2 + K_{\sigma\tau A-A}^2}} \quad (4.23)$$

$$K_{VA-A} = \frac{1,3 \cdot 1,8}{\sqrt{1,3^2 + 1,8^2}} = 1,054$$

=>Hřídel v průřezu A-A vyhovuje s minimální možnou dynamickou bezpečností

4.5.8 Vrubový součinitel β_{B-B} v průřezu B-B podle Neubergera

$$\beta_{B-B} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma B-B} - 1}{1 - \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{B-B}}}}$$

- Poloměr vrubu je zaoblení dna drážky a má hodnotu $\rho_{B-B} = 2$
- Neubergerova konstanta \sqrt{A} se je stejná jako v průřezu A-A

Po dopočtení se konstanty dosadí do rovnice (4.21)

$$\beta_{B-B} = 1 + \frac{1,9 - 1}{1 - \frac{0,472}{\sqrt{2}}} = 1,675$$

4.5.9 Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B

$$\sigma_{CO B-B15230}^* = \frac{\varepsilon_{VB-B} \cdot \eta_{PB-B}}{\beta_{B-B}} \cdot \sigma_{CO 15230} \quad (4.24)$$

- Součinitel velikosti součástí ε_V je stejný jako v průřezu A-A, výpočet je proveden podle vzorce (4.18)
- Součinitel jakosti povrchu pro obrábění je také stejný jako u řezu B-B, vypočte se podle vzorce (4.16)

$$\sigma_{CO B-B15230}^* = \frac{0,862 \cdot 0,874}{1,675} \cdot 240,1 = 107,9 \text{ MPa}$$

4.5.10 Amplitudové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{a0\ B-B} = \frac{32 \cdot M_{O\ B-B}}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \quad (4.25)$$

$$\sigma_{a0\ B-B} = \frac{32 \cdot 99,2 \cdot 1000}{\pi \cdot 30^3} = 37,4 \text{ MPa}$$

4.5.11 Součinitel dynamické bezpečnosti v průřezu B-B

$$K_{d\sigma\ B-B} = \frac{\sigma_{CO\ B-B15230}^*}{\sigma_{a0\ B-B}} \quad (4.26)$$

$$K_{d\sigma\ A-A} = \frac{107,9}{37,4} = 2,8$$

4.5.12 Součinitel statické bezpečnosti v krutu v průřezu B-B

$$K_{s\tau\ B-B} = \frac{0,577 \cdot R_{e\ 11\ 523}}{\tau_{SB-B}} \quad (4.27)$$

$$K_{s\tau\ B-B} = \frac{0,577 \cdot 355}{123,2} = 1,7$$

4.5.13 Výsledná bezpečnost v průřezu B-B

$$K_{V\ B-B} = \frac{K_{d\sigma\ B-B} \cdot K_{s\tau\ B-B}}{\sqrt{K_{d\sigma\ B-B}^2 + K_{s\tau\ B-B}^2}} \quad (4.28)$$

$$K_{V\ B-B} = \frac{2,8 \cdot 1,7}{\sqrt{2,8^2 + 1,7^2}} = 1,4$$

Hřídel podle kontroly vyhovuje v obou průřezech. V průřezu A-A je nižší bezpečnost z důvodu velkého vrubu. Při výpočtu se však počítalo s dynamickým součinitelem, který navyšuje bezpečnost navržené hřídele.

4.6 Kontrola výstupní hřídele

Výpočet výstupní hřídele jsem provedl obdobně, jako výpočet vstupní hřídele. Postup výpočtu je vložen do přílohy č. 1 společně s průběhy ohybových momentů a krouticích momentů.

Výsledky jsou uvedeny v tabulce (tab. 4.1). Výstupní hřídel má obdobný tvar jako vstupní hřídel.

Tab. 4.1: Tabulka vypočtených hodnot návrhu výstupní hřídele

Výstupní (rozvodová) hřídel					
Výpočet reakcí:					
		R _a [N]	R _B [N]		
Reakce	Osa X-Y	54,5	3073,0		
	Osa X-Z	4005,4	4005,4		
	R _{AXX-Y} [N]	-2146,4		Průřez A-A	Průřez B-B
Průběh točivého momentu se započítáním dynamického součinitele Ka = 1,2:			567,3		
T ₂ [Nm]					
Výsledný ohybový moment se započteným dynamickým součinitelem Ka = 1,2:			228,3	72,1	
M _o [Nm]					
Statická kontrola:					
Ohybové napět:			135,7	32,5	
σ _{co} [MPa]					
Smykové napětí:			107,8	107,8	
τ _s [MPa]					
Redukované napětí:			254,7	218,1	
σ _{REDA-A} [MPa]					
Výsledný bezpečnost (Materiál 11 523, Re = 355 MPa):			1,4	1,6	
K _s [-]					
Dynamická kontrola:					
Mez únavy v ohybu oceli 11 523 pro hladký vzorek:			240,1		
σ _{co15230} [MPa]					
Mez únavy skutečné součásti:			89,7	106,2	
σ [*] _{coA-A15230} [MPa]					
Amplitudové napětí:			54,5	17,1	
σ _{ao} [MPa]					
Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:			1,7	6,2	
k _{dσ} [-]					
Součinitel statické bezpečnosti ve smyku			1,9	1,9	
K _{st} [-]					
Výsledná bezpečnost:			1,2	1,8	
K _v [-]					

Kontrola výstupní hřídele ukázala, že hřídel bezpečně vydrží maximální zatížení převodovky. Nejmenší bezpečnosti vyšly v místě řezu A-A, ve kterém se nachází velký vrub a maximum ohybového napětí.

4.7 Kontrola ložisek na vstupní hřídeli

Na vstupní hřídeli jsou navržena ložiska SKF 6306. Jedná se o kuličková, jednořadá ložiska bez těsnění. Uložení ložisek je vyobrazeno v obrázku (Obr.3.4). Katalogové parametry jsou uvedeny v tabulce (Tab. 4.2).

Tab. 4.2: Katalogové parametry ložiska SKF 6306

C [kN]	C ₀ [kN]	f ₀ [-]	P _u [kN]	K _r [-]	d [mm]	D [mm]
29	16	13,1	0,67	0,03	30	72

4.7.1 Výsledná radiální síla a axiální síla

Na vstupní hřídel působí pouze jedna axiální síla. Radiální síla se vypočte z roviny X-Y a X-Z. Do výpočtu výslednice se započte dynamický koeficient $K_a = 1,2$, který zohlední dynamický chod. Radiální síla je větší v podpoře A (viz obrázek Obr. 4.2).

$$F_a = R_{AXX-Y} \cdot K_a \quad (4.29)$$

$$F_a = 2146,5 \cdot 1,2 = 2575,8 \text{ N}$$

$$F_{rA} = \sqrt{(R_{AYX-Y} \cdot K_a)^2 + (R_{AZX-Z} \cdot K_a)^2} \quad (4.30)$$

$$F_{rA} = \sqrt{(-2564,1 \cdot 1,2)^2 + (4005,4 \cdot 1,2)^2} = 4837,7 \text{ N}$$

4.7.2 Výpočet poměru

$$m = f_0 \cdot \frac{F_{rA}}{C_0} \quad (4.31)$$

$$m = 13,1 \cdot \frac{4837,7}{16 \cdot 1000} = 2,109$$

4.7.3 Výpočet hodnoty e pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace

$$e = e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} \quad (4.32)$$

$$e = 0,19 + (2,109 - 0,172) \cdot \frac{0,22 - 0,19}{0,345 - 0,172} = 0,526$$

Hodnoty e_0 , e_1 , m_0 , m_1 , Y_0 , Y_1 jsou vypsány z katalogu ložisek [2].

$$e_0 = 0,19 \quad Y_0 = 2,30$$

$$e_1 = 0,22 \quad Y_1 = 1,99$$

$$m_0 = 0,172$$

$$m_1 = 0,345$$

4.7.4 Výpočet hodnoty Y pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace

$$Y = Y_0 + (m - m_0) \cdot \frac{Y_1 - Y_0}{m_1 - m_0} \quad (4.33)$$

$$Y = 2,3 + (0,172 - 0,345) \cdot \frac{1,99 - 2,30}{0,345 - 0,172} = -1,171$$

Hodnota X podle katalogu SKF je pro všechna ložiska s normální vůlí rovna $X = 0,56$

4.7.5 Určení poměru axiální síly k radiální síle

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{2575,8}{4837,3} = 0,524 < e$$

Protože je poměr axiální ku radiální síle menší, než hodnota e , ekvivalentní zatížení se vypočte podle vzorce (4.34)

$$P_B = F_{rB} \quad (4.34)$$

$$P_B = 4837,3 \text{ N}$$

4.7.6 Základní trvanlivost ložiska v milionech otáčkách (při 90% spolehlivosti)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_B} \right)^p \quad (4.35)$$

Exponent p pro ložiska s bodovým stykem se rovná $p = 3$

$$L_{10} = \left(\frac{29 \cdot 1000}{4837,3} \right)^3 = 215,5 \text{ mil. ot.}$$

4.7.7 Trvanlivost v provozních hodinách

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot L_{10} \quad (4.36)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 5000} \cdot 215,5 = 718,2 \text{ h}$$

Životnost ložiska je nižší. Vzhledem k olejovému mazání lze očekávat, že součinitel a_{SKF} bude větší než 1, což zvýší trvanlivost. Výpočet byl proveden na maximální zatížení. V reálném provozu se však tato převodovka nebude používat trvale pod maximálním zatížením, tím pádem bude životnost ložiska vyšší. Aby nedošlo k poškození zařízení, musí se ložiska pravidelně kontrolovat.

4.8 Kontrola ložiska na výstupní hřídeli

Na výstupní hřídeli jsou použita dvě ložiska SKF 6307. Stejně jako na vstupní hřídeli se jedná o jednořadá ložiska bez těsnění. Uložení ložisek je vyobrazeno v obrázku (Obr.3.5). Výpočet je stejný jako u ložisek na vstupní hřídeli. Výsledky jsou uvedeny v tabulce (Tab. 4.3). Celý postup výpočtu je uveden v příloze č. 2.

Tab. 4.3: Kontrola ložiska SKF 6307 na výstupní hřídeli

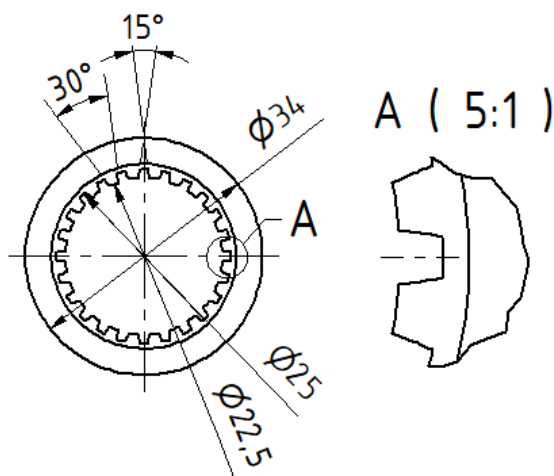
C [kN]	C _o [kN]	f _o [–]	P _u [kN]	K _r [–]	d [mm]	D [mm]	L ₁₀ [mil.ot.]	L _{10h} [h]
35,1	19	13,1	0,815	0,03	35	80	194,5	1080,5

4.9 Kontrola drážkování na vstupní hřídeli

Drážkování na vstupní hřídeli odpovídá drážkování na motoru. Rozměry drážkování jsou vypsány v tabulce Tab. 4.4.

Obr. Tab. 4.4: Rozměry drážkování na vstupní hřídeli

Hlavový průměr D [mm]	Patní průměr d [mm]	Počet zubů i [–]	Šířka zubu b [mm]	Výška zubu h [mm]	Střední průměr ds [mm]
24,876	22,5	24	5	1,188	23,688



Obr. 4.4: Pohled na tvar drážek trubkové spojky

4.9.1 Výpočet tlaku na jednu drážku

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_S \cdot i \cdot \varphi \cdot h \cdot b} \quad (4.37)$$

Hodnota φ vyjadřuje relativní počet drážek. Tuto hodnotu volím $\varphi = 0,75$.

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot 311 \cdot 1000}{23,688 \cdot 24 \cdot 0,75 \cdot 1,188 \cdot 5} = 245,6 \text{ MPa}$$

4.9.2 Výpočet bezpečnosti drážkování

$$k = \frac{R_{e11523}}{\sigma_t} = \frac{355}{245,6} = 1,4$$

Drážkování vyhovuje.

4.10 Kontrola per na vstupní hřídeli

Kontrola per mezi hřídelí a pastorkem. Jak bylo uvedeno výše, pro přenos jsou použita dvě pera. Pera se nejčastěji vyrábějí z oceli ČSN 11 500. Rozměry pera včetně dovoleného napětí tlaku a smyku jsou uvedeny v tabulce (Tab. 4.5).

Tab. 4.5: Vstupní hodnoty do výpočtu pera

Šířka pera B [mm]	Výška pera H [mm]	Hloubka drážky v hřídeli t_1 [mm]	Délka pera L [mm]	Průměr hřídele v místě pera r [mm]	Počet per n_p [–]	Dovolené napětí v tlaku σ_{td} [MPa]	Dovolené napětí ve stříhu τ [MPa]
8	7	3,5	28	15	2	160	95

4.10.1 Výpočet síly působící na péro

$$F = \frac{T_1 \cdot 1000}{r \cdot n_p} \quad (4.38)$$

$$F = \frac{311 \cdot 1000}{15 \cdot 2} = 10366,7 \text{ N}$$

4.10.2 Výpočet napětí v tlaku

$$\sigma_t = \frac{F}{t_1 \cdot L} \quad (4.39)$$

$$\sigma_t = \frac{10366,7}{3,5 \cdot 28} = 105,8 \text{ MPa}$$

4.10.3 Výpočet napětí ve střihu

$$\tau = \frac{F}{B \cdot L} \quad (4.40)$$

$$\tau = \frac{10366,7}{8 \cdot 28} = 46,3 \text{ MPa}$$

4.10.4 Výpočet bezpečnosti v tlaku a střihu

$$k_{\sigma t} = \frac{\sigma_{tD}}{\sigma_t} = \frac{160}{105,8} = 1,5$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_D}{\tau} = \frac{95}{46,3} = 2$$

Navržené pero vyhovuje.

4.11 Kontrola per na výstupní hřídeli

Na výstupní hřídeli jsou dvě stejná pera. Výpočtem se kontroluje jak pero mezi hřídelí a ozubeným kolem, tak pero mezi koncem výstupní hřídele a spojky. Rozměry pera a další vstupní hodnoty do výpočtu jsou uvedeny v tabulce (Tab. 4.6).

Tab. 4.6: Vstupní hodnoty do výpočtu pera

Šířka pera B [mm]	Výška pera H [mm]	Hloubka drážky v hřídeli t ₁ [mm]	Délka pera L [mm]	Průměr hřídele v místě pera r [mm]	Počet per n _p [–]	Dovolené napětí v tlaku σ _{tD} [MPa]	Dovolené napětí ve střihu τ [MPa]
10	8	3,3	28	17,5	2	160	95

4.11.1 Výpočet síly působící na pero

$$F = \frac{T_2 \cdot 1000}{r \cdot n_p} = \frac{472,7 \cdot 1000}{17,5 \cdot 2} = 13506,3 \text{ N}$$

4.11.2 Výpočet napětí v tlaku

$$\sigma_t = \frac{F}{t_1 \cdot L} = \frac{13506,3}{3,3 \cdot 28} = 146,2 \text{ MPa}$$

4.11.3 Výpočet napětí ve střihu

$$\tau = \frac{F}{B \cdot L} = \frac{13506,3}{10 \cdot 28} = 48,2 \text{ MPa}$$

4.11.4 Výpočet bezpečnosti pera v tlaku a stříhu

$$k_{\sigma t} = \frac{\sigma_{tD}}{\sigma_t} = \frac{160}{146,2} = 1,1$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_D}{\tau} = \frac{95}{48,2} = 2$$

Navržené pero vyhovuje.

5 Výpočet spojek

Je zapotřebí zkontrolovat dvě spojky. U spojky mezi motorem a převodovkou se kontroluje drážkování a tloušťka stěny trubky. Další kontrolovanou spojkou je spojka mezi diferenciálem a brzdou. Na této spojce se kontrolují pera a šrouby, které svou osovou silou vytvářejí tření na přírubě. Návrh spojky mezi převodovkou a kardanovou hřídelí není zapotřebí, protože na kardanové hřídeli je navržena příruba dodavatelem. Dodavatel udává maximální moment na vstupu do diferenciálu 6500 Nm.

5.1 Kontrola trubkové spojky

Spojka je navržena z materiálu ČSN 11 423. Tento materiál má dovolené napětí ve smyku $\tau_D = 80$ MPa. Kontrola drážkování byla provedena v kapitole 4.9.

5.1.1 Kontrola tloušťky stěny trubky

Rozměry stěny trubky jsou patrné na obrázku (Obr. 4.4). Vnější průměr trubky $D = 34$ mm a vnitřní průměr tvoří průměr v patě drážky $d = 25$ mm. Stěna spojky se kontroluje na krut se započtením dynamického součinitele $K_A = 1,2$ podle vzorce (5.1).

$$\tau = \frac{T_1 \cdot 1000 \cdot K_A}{\frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)} \quad (5.1)$$

$$\tau = \frac{311 \cdot 1000 \cdot 1,2}{\frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{34^4 - 25^4}{34} \right)} = 68,3 \text{ MPa}$$

5.1.2 Bezpečnost trubkové spojky

$$k = \frac{\tau_D}{\tau} = \frac{80}{68,3} = 1,2$$

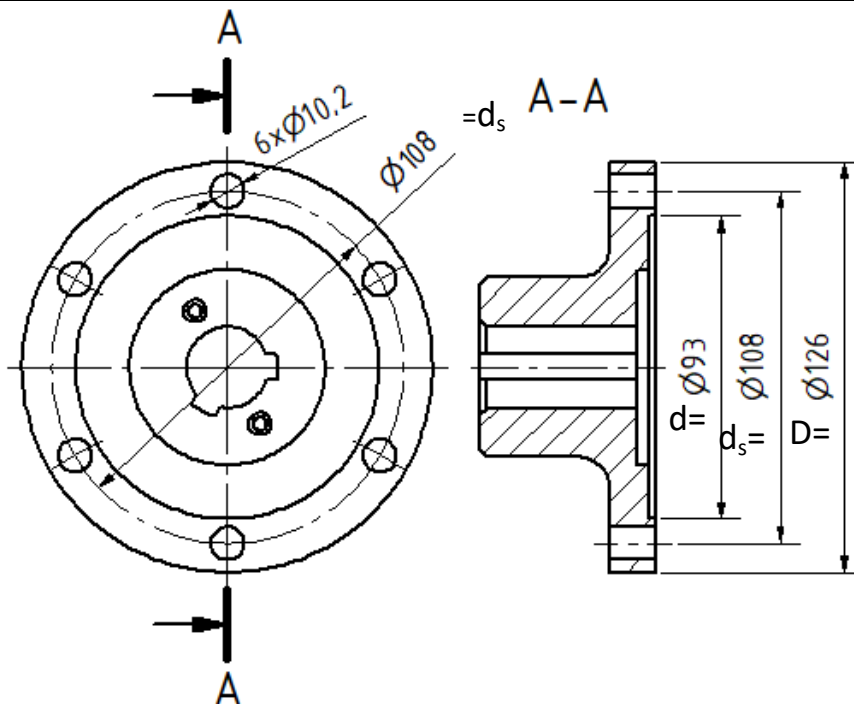
Bezpečnost drážkování je rovna 1,4. Spojka bezpečně přenese provozní zatížení.

5.2 Kontrola přírubové spojky

Tření mezi přírubami vytváří šest šroubů M10 z materiálu 8.8. Tento materiál má mez kluzu v tahu $\sigma_D = 640$ MPa. Třecí plocha a rozteč šroubů je zakreslená na obrázku (Obr. 5.1). Rozměry závitu M10 jsou v tabulce (Tab. 5.1)

Tab. 5.1: Rozměry šroubů M10

Průměr d_2 [mm]	Průměr d_3 [mm]	Stoupání závitu s [mm]	Tření na závitu f_z [–]	Úhel profilu α [°]
9,026	8,16	1,5	0,18	60



Obr. 5.1: Výpočtové rozměry přírubové spojky

5.2.1 Maximální moment přenesený spojkou

Maximální moment přenesený spojkou vychází z točivého momentu motoru ($T_1 = 311$ Nm), který je navýšen o převod převodovky ($i_p = 1,52$) a diferenciálu ($i_{dif} = 1,497$). Z důvodu bezpečnosti se moment navýší o bezpečnost spojky ($k_s = 1,3$).

$$M_{\max} = T_1 \cdot i_p \cdot i_{dif} \cdot k_{spoj} \quad (5.2)$$

$$M_{\max} = 311 \cdot 1,52 \cdot 1,497 \cdot 1,3 = 919,9 \text{ Nm}$$

5.2.2 Osová síla na jeden šroub

$$F_o = \frac{M_{\max} \cdot 1000}{\frac{d_s}{2} \cdot f \cdot i} \quad (5.3)$$

Koeficient tření mezi dvěma přírubami $f = 0,1$. Počet šroubů $i = 6$.

$$F_o = \frac{919,9 \cdot 1000}{\frac{108}{2} \cdot 0,1 \cdot 6} = 14196,9 \text{ N}$$

5.2.3 Napětí šroubu v krutu

$$\tau = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (5.4)$$

Pro výpočet napětí v krutu je zapotřebí znát velikost úhlu stoupání a třecího úhlu.

- Třecí úhel

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) \quad (5.5)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,18}{\cos\left(\frac{60^\circ}{2}\right)}\right) = 11,742^\circ$$

- Úhel stoupání závitu

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{s}{\pi \cdot d_2}\right) \quad (5.6)$$

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 9,026}\right) = 3,028^\circ$$

Dosazení do vzorce (5.4)

$$\tau = \frac{14196,9 \cdot \operatorname{tg}(11,742^\circ + 3,025^\circ) \cdot \frac{9,026}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 8,16^3} = 158,3 \text{ MPa}$$

5.2.4 Napětí šroubu v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_o \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} \quad (5.7)$$

$$\sigma_t = \frac{14196,9 \cdot 4}{\pi \cdot 8,16^2} = 271,5 \text{ MPa}$$

5.2.5 Výpočet redukovaného napětí na šroubu podle Gesta

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (5.8)$$

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{271,5^2 + 4 \cdot 158,3^2} = 417,1 \text{ MPa}$$

5.2.6 Bezpečnost šroubu

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{RED}} \quad (5.9)$$

$$k = \frac{640}{417,1} = 1,5$$

Šroub vyhovuje s bezpečností 1,5.

5.2.7 Utahovací moment šroubů

$$M_U = F_o \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_o \cdot f \cdot \frac{s_k + D_d}{4} \quad (5.10)$$

f... součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou, pro ocel na ocel $f = 0,15$

s_k ... rozměr klíče šroubu, velikost klíče pro šroub M10 $s_k = 16 \text{ mm}$

D_d ... průměr díry v podložce, $D_d = 10,2 \text{ mm}$

$$M_U = 14196,9 \cdot \operatorname{tg}(11,742^\circ + 3,025^\circ) \cdot \frac{9,026}{2} + 14196,9 \cdot 0,15 \cdot \frac{16 + 10,2}{4} = 30,8 \text{ Nm}$$

6 Kontrola šroubů v nohách stolu

Šrouby upevňují nohy stolu ke svařované desce a patkám. Těžší stůl je u motoru. Šrouby musí unést minimálně 340 kg. Pro větší bezpečnost jsem počítal s hmotností $m = 500$ kg. Tuto hmotnost musí unést osm šroubů M20. Výpočet se provádí obdobně jako při kontrole šroubu na přírubové spojení. V tabulce (Tab. 6.1) jsou uvedeny rozměry a další hodnoty potřebné k výpočtu.

Tab. 6.1: Rozměry šroubu M20 a další hodnoty potřebné k výpočtu

Průměr d_2 [mm]	Průměr d_3 [mm]	Stoupání závitu s [mm]	Tření na závitu f_z [–]	Úhel profilu α [°]	Mez kluzu v tahu σ_D [MPa]
18,376	16,933	2,5	0,18	60	640

6.1.1 Osová síla na jeden šroub

$$F_o = \frac{m \cdot g}{f \cdot n_s} \quad (6.1)$$

Koeficient tření mezi nohou a svařovanou deskou $f = 0,1$. Počet šroubů $n_s = 8$.

$$F_o = \frac{500 \cdot 9,81}{0,1 \cdot 8} = 4132,5 \text{ N}$$

6.1.2 Napětí šroubu v krutu, podle vzorce (5.4)

Pro výpočet napětí v krutu je zapotřebí znát velikost úhlu stoupání a třecího úhlu.

- Třecí úhel podle vzorce (5.5)

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{0,18}{\cos\left(\frac{60^\circ}{2}\right)}\right) = 11,742^\circ$$

- Úhel stoupání závitu podle vzorce (5.6)

$$\psi = \arctg\left(\frac{2,5}{\pi \cdot 18,376}\right) = 2,479^\circ$$

Dosazení do vzorce (5.4)

$$\tau = \frac{4132,5 \cdot \operatorname{tg}(11,742^\circ + 2,479^\circ) \cdot \frac{18,376}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 16,933^3} = 10,1 \text{ MPa}$$

6.1.3 Napětí šroubu v tahu, podle vzorce (5.7)

$$\sigma_t = \frac{4132,5 \cdot 4}{\pi \cdot 16,933^2} = 18,3 \text{ MPa}$$

6.1.4 Výpočet redukovaného napětí na šroubu podle Guesta, vzorec (5.8)

$$\sigma_{\text{RED}} = \sqrt{18,3^2 + 4 \cdot 10,1^2} = 27,3 \text{ MPa}$$

6.1.5 Bezpečnost šroubu, podle vzorce (5.9)

$$k = \frac{640}{27,3} = 23,5$$

Šroub je značně předimenzovaný, což pro použití v nohách stolu nevadí, jelikož je zapotřebí bezpečného zajištění.

6.1.6 Utahovací moment šroubu

Výpočet je proveden podle vzorce (5.10)

f... součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou, pro ocel na ocel $f = 0,15$

s_k ... rozměr klíče šroubu, velikost klíče pro šroub M20 $s_k = 32 \text{ mm}$

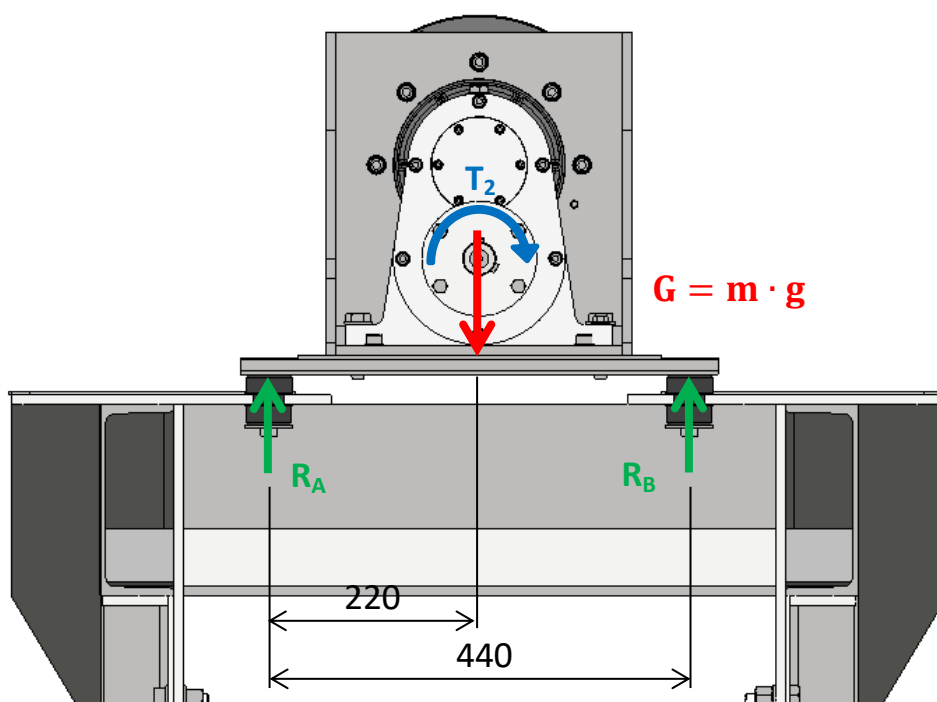
D_d ... průměr díry v podložce, $D_d = 21 \text{ mm}$

$$M_U = 4132,5 \cdot \text{tg}(11,742^\circ + 2,479^\circ) \cdot \frac{18,376}{2} + 4132,5 \cdot 0,15 \cdot \frac{32+21}{4} = 17,8 \text{ Nm}$$

7 Návrh silentbloků

Silentbloky je zapotřebí navrhnout na zatížení, které na ně působí. Zatížení silentbloku pod motorem a převodovkou tvoří tíhová síla bloku a točivý moment od převodovky (Obr 7.1). Hmotnost motoru, převodovky a konzoly je 100 kg. Silentbloky pod diferenciálem jsou zatíženy ve dvou kolmých rovinách (Obr 7.2 a Obr 7.3). V první rovině je zatížení vyvoláno od tíhové síly a hnaného momentu. V druhé rovině je zatížení vyvoláno od brzdného momentu.

7.1 Návrh silentbloku pod motorem s převodovkou



Obr. 7.1: Působení sil na silentbloky pod motorem a převodovkou

7.1.1 Výpočet tíhové síly

$$G = m \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N}$$

7.1.2 Výpočet sil na jeden silentblok

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A \cdot 440 - G \cdot 220 - T_2 \cdot 10^3 = 0$$

$$R_A = \frac{G \cdot 220 + T_2 \cdot 10^3}{440} = \frac{981 \cdot 220 + 472,7 \cdot 10^3}{440} = 1564,8 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_B \cdot 440 - T_2 \cdot 10^3 + G \cdot 220 = 0$$

$$R_B = \frac{-T_2 \cdot 10^3 + G \cdot 220}{440} = \frac{-472,7 \cdot 10^3 + 981 \cdot 220}{440} = -583,8 \text{ N}$$

Protože na každé straně konzoly jsou dva šrouby, musí se výsledná reakce podělit dvěma. Síla na jeden silentblok se tedy vypočte podle vzorce (7.1).

$$R_{A,B1} = \frac{R_{A,B}}{2} \quad (7.1)$$

$$R_{A1} = \frac{1564,8}{2} = 782,4 \text{ N}$$

$$R_{B1} = \frac{-583,8}{2} = -291,9 \text{ N}$$

7.1.3 Přepočet zatížení na kilogramy

Hodnoty v katalogu silentbloku jsou uvedeny v kilogramech, proto se síly musí přepočíst na kilogramy.

$$m_{A1} = \frac{|R_{A1}|}{g} = \frac{|782,4|}{9,81} = 79,8 \text{ kg}$$

$$m_{B1} = \frac{|R_{B1}|}{g} = \frac{|-291,9|}{9,81} = 29,8 \text{ kg}$$

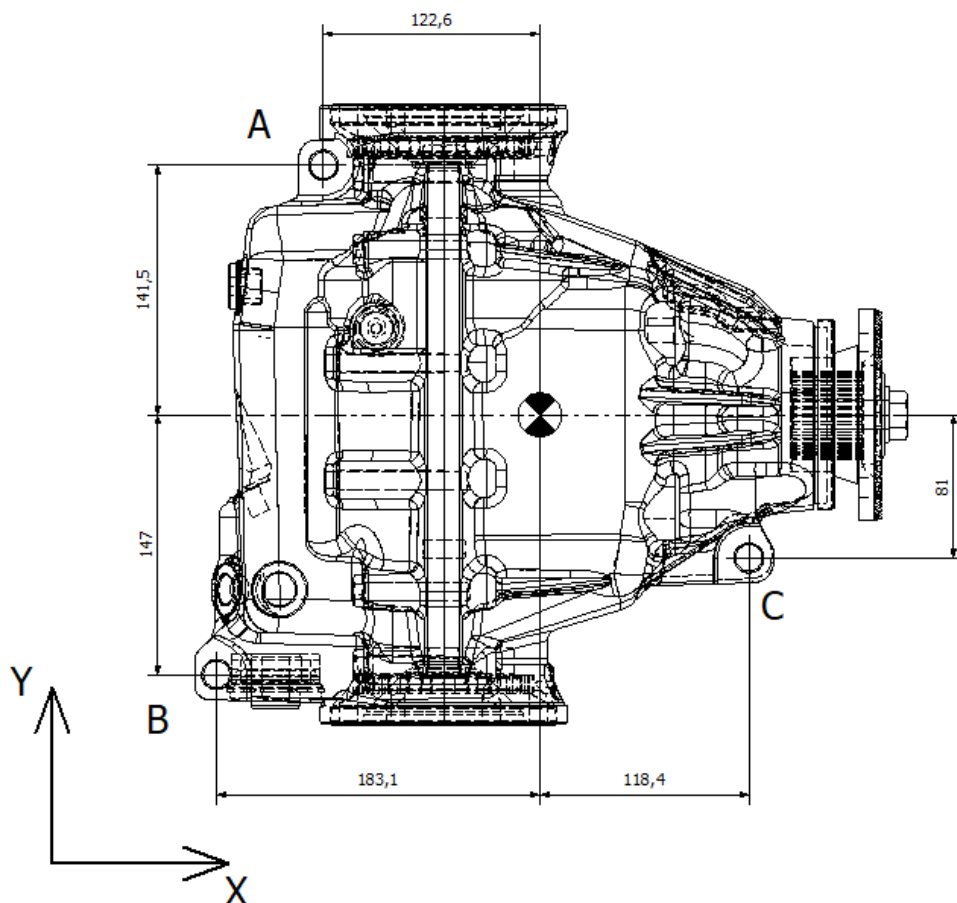
Podle katalogu STS Schwingungstechnik (Tab. 7.1) tomuto zatížení odpovídá velikost STH 48 tvrdost BLUE line (soft). [3]

Tab. 7.1: Tabulka silentbloku od firmy STS Schwingungstechnik, typ STH [15]

TYPE	H ₁	H ₂	H	B ₁	B ₂	R	D		T		Art.-No. M-max. (kg)	Art.-No. M-max. (kg)	Art.-No. M-max. (kg)	Art.-No. M-max. (kg)	Weight (kg)
							min	max	min	max					
STH 33	13	13	32	32	9,9	1,0	19,0	20	9,5	10	1950811 40	1950812 65	1950813 110	1950814 140	0,04
STH 48	20	20	50	48	13,0	2,0	32	33,5	13	14	1950821 60-90	1950822 80-120	1950825 130-170	1950826 180-300	0,14
STH 64	23	23	62	64	16,0	2,5	38	39,5	19,0	22,5	1950831 90-160	1950833 120-230	1950836 160-350	1950837 250-600	0,29
STH 90	25	25	73	89	22,0	3,0	57	58,5	25,5	28,5	1950841 150-250	1950846 200-310	1950845 250-500	1950849 300-870	0,69
STH 124	32	32	86	124	27,0	3,0	63,5	65	25,5	31,5	1950851 250-800	1950853 320-1200	1950855 430-1600	1950857 600-2100	1,50
											BLUE Line (soft)	GREEN Line (medium)	RED Line (hard)	WHITE Line (very hard)	

7.2 Návrh silentbloku bod diferenciálem

Z obrázku (Obr. 7.2) je patrné, že upevňovací patky jsou tři, což vede k staticky neurčitě úloze. Pro zjednodušení výpočtu v rovině X-Z jsem vytvořil pomocný bod D, který leží mezi bodem B a C (viz Obr. 7.3). Podobně jsem zjednodušil výpočet v rovině Y-Z, kde jsem nahradil body A a B bodem E (viz Obr. 7.4). Hmotnost diferenciálu $m = 65 \text{ kg}$.

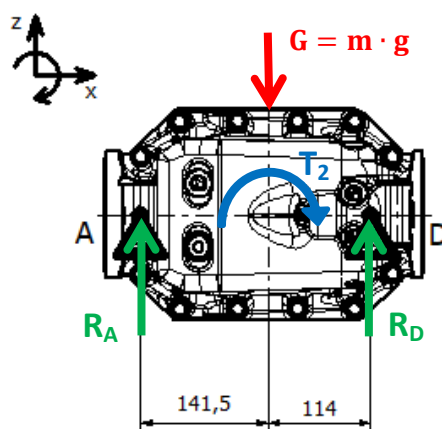


Obr. 7.2: Horní pohled na diferenciál se zaznačeným těžištěm

7.2.1 Výpočet tíhové síly

$$G = m \cdot g = 65 \cdot 9,81 = 637,7 \text{ N}$$

7.2.2 Výpočet reakcí v rovině X-Z



Obr. 7.3: Výpočtové schéma v rovině X-Z

$$\sum M_{DX-Z} = 0$$

$$R_{AX-Z} \cdot (141,5 + 114) + T_2 \cdot 10^3 - G \cdot 114 = 0$$

$$R_{AX-Z} = \frac{-T_2 \cdot 10^3 + G \cdot 114}{141,5 + 114} = -960,5 \text{ N}$$

$$\sum M_{AX-Z} = 0$$

$$-R_{DX-Z} \cdot (141,5 + 114) + T_2 \cdot 10^3 + G \cdot 141,5 = 0$$

$$R_{DX-Z} = \frac{T_2 \cdot 10^3 + G \cdot 116}{141,5 + 114} = 1598,2 \text{ N}$$

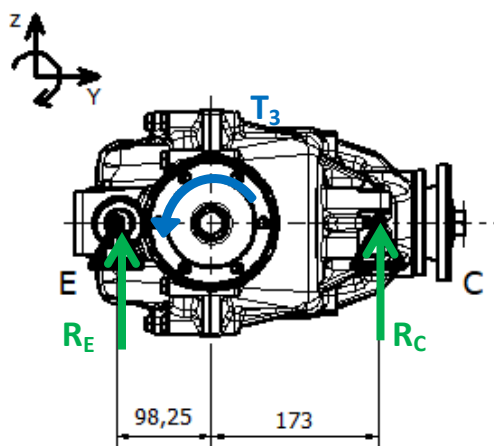
7.2.3 Dopočetní reakcí v bodě B a C, rovina X-Z

Protože reakce v bodě D nahrazuje dvě podpěry, musí se vypočíst reakce v bodě B a C. Reakce v bodě A se nemusí dopočítávat.

$$R_{BX-Z} = R_{CX-Z} = \frac{R_{DX-Z}}{2} = \frac{1598,2}{2} = 799,1 \text{ N}$$

7.2.4 Výpočet točivého momentu T3

$$T_3 = T_1 \cdot i_p \cdot i_{dif} = 311 \cdot 1,52 \cdot 1,497 = 707,7 \text{ Nm}$$



Obr. 7.4: Výpočtové schéma v rovině Y-Z

7.2.5 Výpočet reakcí v rovině Y-Z

$$\sum M_{CY-Z} = 0$$

$$\sum M_{EY-Z} = 0$$

$$R_{EY-Z} \cdot (98,25 + 173) - T_3 \cdot 10^3 = 0$$

$$-R_{CY-Z} \cdot (98,25 + 173) - T_3 \cdot 10^3 = 0$$

$$R_{EY-Z} = \frac{T_3 \cdot 10^3}{98,25 + 173} = 2608,9 \text{ N}$$

$$R_{CY-Z} = -\frac{T_3 \cdot 10^3}{98,25 + 173} = -2608,9 \text{ N}$$

7.2.6 Dopočetní reakce v bodech A a B, rovina Y-Z

Ze stejného důvodu jako v rovině X-Z je zapotřebí dočíst reakce v bodech A a B. Reakce v bodě C se nemusí dopočítávat.

$$R_{AX-Z} = R_{BX-Z} = \frac{R_{EX-Z}}{2} = \frac{2608,9}{2} = 1304,4 \text{ N}$$

7.2.7 Výsledné reakce v bodech A, B a C

Reakce z roviny X-Z a Y-Z se vektorově sečtou. Výsledné reakce se převedou na kilogramy, aby se mohl vybrat daný silentblok z katalogu.

$$R_A = R_{AX-Z} + R_{AY-Z} = -960,5 + 1304,4 = 343,9 \text{ N}$$

$$m_A = \frac{R_A}{g} = \frac{|343,9|}{9,81} = 35 \text{ kg}$$

$$R_B = R_{BX-Z} + R_{BY-Z} = 799,1 + 1304,4 = 2103,5 \text{ N}$$

$$m_B = \frac{R_B}{g} = \frac{|2103,5|}{9,81} = 214,4 \text{ kg}$$

$$R_C = R_{CX-Z} + R_{CY-Z} = 799,1 - 2608,9 = -1808,9 \text{ N}$$

$$m_C = \frac{R_C}{g} = \frac{|-1808,9|}{9,81} = 184,4 \text{ kg}$$

Největší zatížení je v místě B. Podle katalogu firmy STS Schwingungstechnik odpovídá tomuto zatížení silentblok STH 64 tvrdosti GREEN Line (medium)

8 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout testovací zařízení na kontrolu kvality diferenciálů. Testovací stolice musela být otevřeného typu s pohonem od firmy EVC Group s.r.o.

Diplomová práce obsahuje rešerši, teoretický popis a výpočet převodovky, spojek, šroubů v nohách stolů a síly působící na silentbloky pod motorem s převodovkou a diferenciálem.

Testovací stolice je navržena tak, aby umožnila testovat více modifikací diferenciálu nebo jiného zařízení. Při návrhu jsem se snažil využít co nejvíce nakupovaných a normalizovaných dílů nebo polotovarů jako jsou například plechy, „U“ profily, spojovací materiál a jiné. Pro přesné ustavení zařízení slouží oválné otvory, které umožňují posouvání a vyrovnávání montážních a výrobních nepřesností. Protože je motor vysokootáčkový, bylo zapotřebí navrhnout redukční převodovku. Návrh a výpočet ozubení byl proveden v programu MODUL, GEOMETRIE a následně kontrolou podle ČSN 01 4686. Aby nedocházelo k přenosům vibrací od motoru, je motor umístěn na jiném stole. K odhlučnění motoru slouží box, který je vyložen protihlukovou izolací. Motor, převodovka a diferenciál jsou upevněny pomocí silentbloků. Stoly mají dělený betonový základ, který odděluje zařízení od okolního prostředí. K odběru výkonu slouží vodní brzda. Pro jedno hodinové měření bude zapotřebí přibližně 400 litrů vody. Teplota vody musí být kontrolována, aby nedošlo k ohřátí vody nad 65°C. Regulaci odebraného výkonu brzdou zajišťuje škrťací ventil na přívodním potrubí.

Před měřením se diferenciál upne na konzoly a připojí se k motoru a brzdě. Dále se zkontroluje stav oleje v diferenciálu a našroubuje se zátky s tepelným čidlem. V dalším kroku se pomocí magnetu upevní tři akcelerometry do vybroušených drážek nad ložisky diferenciálu. Následně se přistaví stojan s upevněným měřičem hluku. V posledním kroku se roztočí motor s vypnutou brzdou, aby se vynuly hodnoty na tenzometru. Odchyly vzniknou vlivem tření v ložiscích.

Během měření nesmí být obsluha v blízkosti zařízení, tak aby nedošlo ke kontaktu s rotujícími částmi. Zařízení musí být vybaveno STOP tlačítkem, které zastaví motor zkušební stolice. Před spuštěním musí obsluha zkontrolovat, zda jsou všechny šrouby dostatečně utažené.

Práce splňuje všechny zadané cíle. V návrhu byla použita vodní brzda, která umožňuje odebírat velký výkon, ale bez možnosti rekuperace energie.

9 Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [3] HAVLÍK, Jiří a Petr MARŠÁLEK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů cvičení*. Ostrava, 2014. VŠB TU.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [5] KAZDA, Lukáš. Uzavřený zkušební stav pro zkoušky planetových soukolí. ČVUT v Praze, 2017.
- [6] Diplomová práce. KIMLOVÁ, A. Diferenciály sportovních vozů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 36s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Janoušek
- [7] TALOSA s.r.o. [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://www.talosa.info/cz/>
- [8] ŠTĚTINA, Josef, Michal JAROŠ, Pavel RAMÍK, Milan PAVELEK, Jan JEDELSKY a Karel MICHALICA. VÝKONOVÉ VLASTNOSTI, HOSPODÁRNOST. *Virtuální laboratoř - Zkoušení vozidel* [online]. Brno, 2003 [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/vozidla/ka01-02.htm>
- [9] SCHRÖTER, Zdeněk. Otázka č. 21: *Diferenciál. Schroter* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://www.schroter.cz/ouvskc2/ouv-c-ot21fstu.htm>
- [10] *Dynomite water breake* [online]. In: . [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://www.eurospares.com/graphics/engine/dynamometer/Dynomite%20water%20brake.JPG>
- [11] *Telma - Principe de fonctionnement - AF5 + iRCS* [online]. In: . [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=91FoDnEK95o>
- [12] Co to je a jak funguje diferenciál. In: *M.L. Gear Designe* [online]. 29. října 2013 [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/co-to-je-a-jak-funguje-diferencial>
- [13] PIŠŤÁČEK, PH.D., Ing. Daniel. *Automobilové převody: Diferenciály*. VŠB-TU Ostrava.
- [14] DYNO mite DynamometerWater-Brake Load Charts. *DYNO mite* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <https://www.dynomitedynamometer.com/absorber/dynamometer-absorbers-load-charts.htm>

- [15] STH: On the road with high performance. *STS Schwingungstechnik Schuster* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: https://www.sts-schwingungstechnik.de/wp-content/uploads/produktblaetter/STH_e.pdf
- [16] CELLO F800 FR HT. *CELLOFOAM* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <https://www.cellofoam.cz/vyrobky/zvukova-izolace/detaily-vyrobku/produkty/cello-f800-fr-ht/>
- [17] *Antivibrační podložka -40°C až +100°C 1m x 10mm x 3mm Gelová páska silikon* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <https://cz.rs-online.com/web/p/antivibracni-podlozky-cipy-a-paska/0474858/>
- [18] TYPE 4535-B-001: GENERAL-PURPOSE TRIAXIAL CCLD ACCELEROMETER, TEDS, 98 MV/G, EXCL CABLE. *Brüel & Kjær* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <https://www.bksv.com/en/products/transducers/vibration/Vibration-transducers/accelerometers/4535-B-001>
- [19] UA-1681: MOUNTING MAGNET, DIAMETER 13MM STUD 2.5MM. *Brüel & Kjær* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <https://www.bksv.com/en/products/transducers/vibration/accessories/studs/UA-1681>
- [20] TYPE 4966: ½-INCH FREE-FIELD MICROPHONE, 5 HZ TO 20 KHZ, PREPOLARIZED. *Brüel & Kjær* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <https://www.bksv.com/en/products/transducers/acoustic/microphones/microphone-cartridges/4966>
- [21] Snímače otáček, keyfázory. *LAMI KAPPA* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://www.lamikappa.cz/snimace-otacek-keyfazory/>
- [22] Fluid Temperature. *KA sensors* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://www.kasensors.com/us/products/fluid-temperature>
- [23] *Tenzometrický snímač síly MCF20* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: http://tenzometry.eu/comforia/pdf_cz/MCF20_2013-09.pdf

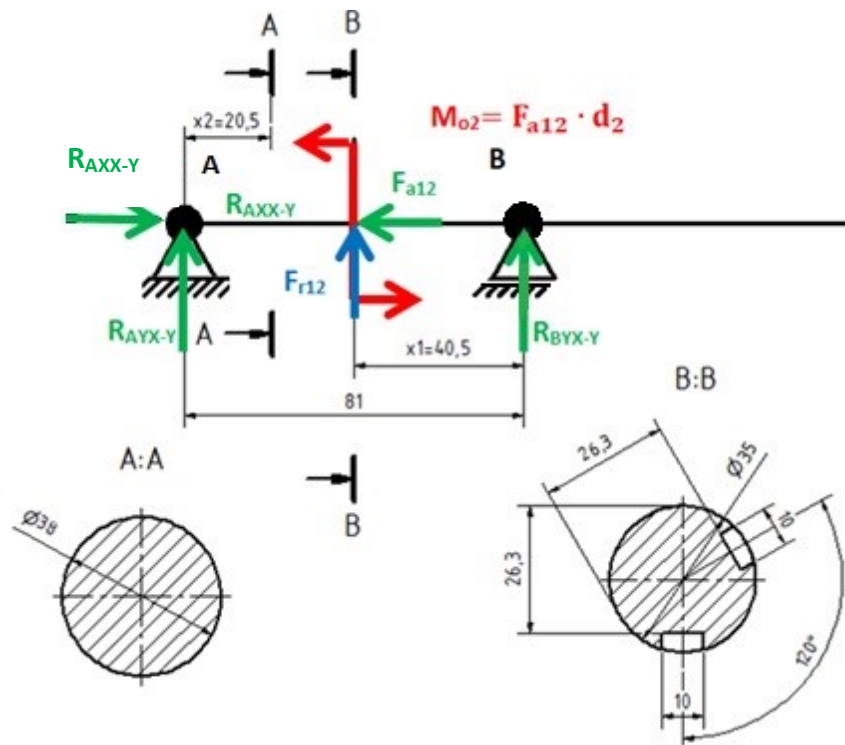
10 Seznam příloh

Příloha č.1	Kontrola výstupní hřídele
Příloha č.2	Návrh ložiska na výstupní hřídeli
Příloha č.3	Grafické zobrazení působení sil
Příloha č.4	Parametry motoru poskytnuté firmou EVC GROUP s.r.o.
Příloha č.5	Návrh ozubení převodovky v programech MODUL, GEOMETRI a ČSN 01 4686
Příloha č.6	Zobrazení 3D modelu testovací stolice

Příloha č.1

Kontrola výstupní hřídel

Výpočet reakcí v rovině X-Y



Obr.: Schéma výstupní hřídele v rovině X-Y se zaznačením nebezpečných průřezů

$$\sum M_B = R_{AYX-Y} \cdot 81 - M_{o2} + F_{r12} \cdot 40,5 = 0$$

$$R_{AYX-Y} = \frac{M_{o1} - F_{r12} \cdot 40,5}{81} = \frac{126,7 \cdot 1000 - 3018,5 \cdot 40,5}{81} = 54,5 \text{ N}$$

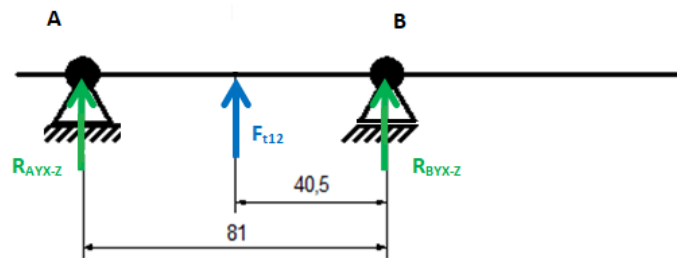
$$\sum M_A = -F_{r12} \cdot 40,5 - R_{BYX-Y} \cdot 79 + M_{o1} = 0$$

$$R_{BYX-Y} = -\frac{F_{r12} \cdot 40,5 - M_{o2}}{79} = -\frac{3018,5 \cdot 40,5 - 83,3 \cdot 1000}{79} = 3073 \text{ N}$$

$$\sum F_{AXX-Y} = -R_{AXX-Y} + F_{a12} = 0$$

$$R_{AXX-Y} = F_{a12} = 2146,5 \text{ N}$$

Výpočet reakcí v rovině X-Z



Obr.: Schéma výstupní hřídele v rovině X-Z

$$\sum M_B = R_{AZX-Z} \cdot 81 + F_{t12} \cdot 40,5 = 0$$

$$R_{AZX-Z} = \frac{-F_{t12} \cdot 40,5}{81} = \frac{-8010,7 \cdot 40,5}{81} = -4005,4 \text{ N}$$

$$\sum M_A = -R_{BZX-Z} \cdot 81 - F_{t12} \cdot 40,5 = 0$$

$$R_{BZX-Z} = \frac{-F_{t12} \cdot 40,5}{81} = -\frac{8010,7 \cdot 40,5}{81} = -4005,4 \text{ N}$$

Bezpečnost vstupní hřídele

Na hřídeli je zapotřebí určit místa, ve kterých může vzniknout lom, nebo koncentrace napětí. Na výstupní hřídeli je to místo maximálního ohybového napětí, ve kterém se nachází dvě drážky pro pero a druhé místo, kde je změna průměru hřídele.

Rovnice ohybových momentů v oblasti řezů A-A v rovině X-Y a X-Z

$$M_{OXYA-A} = R_{AYX-Y} \cdot x_1 + M_{02} = 54,5 \cdot 0,035 + 126,7 = 128,6 \text{ Nm}$$

$$M_{OXZA-A} = R_{AZX-Z} \cdot x_1 = -4005,4 \cdot 0,035 = -140,2 \text{ Nm}$$

Výsledný ohybový moment v místě A-A se započteným dynamickým součinitelem $K_A=1,2$

Dynamický součinitel $K_A = 1,2$ jsem volil s ohledem na zvýšenou nerovnoměrnost provozu a pro pohon elektromotorem.

$$M_{OA-A} = \sqrt{(1,2 \cdot 128,6)^2 + [1,2 \cdot (-140,2)]^2} = 228,3 \text{ Nm}$$

Rovnice ohybových momentů v oblasti řezu B-B v rovině X-Y a X-Z

$$M_{O_{XYB-B}} = -R_{BYX-Y} \cdot x_2 + M_{02} = -3073 \cdot 0,015 + 126,7 = 80,6 \text{ Nm}$$

$$M_{O_{XZB-B}} = -R_{BZX-Y} \cdot x_2 = -(-4005,4) \cdot 0,015 = 60,1 \text{ Nm}$$

Výsledný ohybový moment v místě B-B se započteným dynamickým součinitele $K_A=1,2$

$$M_{O_{B-B}} = \sqrt{(1,2 \cdot 80,6)^2 + (1,2 \cdot 60,1)^2} = 120,6 \text{ Nm}$$

Průběh točivého momentu se započítáním dynamického součinitele $K_A=1,2$

$$T_{AA-BB} = K_A \cdot T_2 = 1,2 \cdot 311 = 472,7 \text{ Nm}$$

Statická kontrola vstupní hřídele

Obě hřídele jsou vyrobeny s oceli ČSN 11 523

Výpočet ohybového napětí v průřezu A-A

Pro určení součinitele vrubu v ohybu existuje graf pouze pro jednu drážku pro pero. Hodnota součinitele vrubu jsem tedy určil $\alpha_{\sigma A-A} = 2,5$.

$$\sigma_{\sigma A-A} = \frac{32 \cdot 228,3 \cdot 1000}{\pi \cdot 35^3} \cdot 2,5 = 135,6 \text{ MPa}$$

Krutové napětí v průřezu A-A

Podobně jako u součinitele vrubu v ohybu, neexistuje ani pro součinitel vrubu v krutu pro dvě drážky žádný graf. Hodnota součinitele vrubu pro krut jsme tedy zvolil $\alpha_{\sigma A-A} = 1,9$.

$$\tau_{\tau A-A} = \frac{16 \cdot 567,3 \cdot 1000}{\pi \cdot 35^3} \cdot 1,9 = 107,8 \text{ MPa}$$

Redukované napětí v průřezu A-A podle Gesta

$$\sigma_{RED A-A} = \sqrt{135,6^2 + 4 \cdot 107,8^2} = 254,7 \text{ MPa}$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$K_{s\ A-A} = \frac{355}{254,7} = 1,4$$

Ohybové napětí v průřezu B-B

V průřezu B-B dochází ke změně průřezu. Z grafu vyplývá, že $\alpha_{\sigma B-B} = 1,9$.

$$\sigma_{SOB-B} = \frac{32 \cdot 120,6 \cdot 1000}{\pi \cdot 35^3} \cdot 1,9 = 54,4 \text{ MPa}$$

Krutové napětí v průřezu B-B

S grafu pro změnu průřezu je součinitel vrubu pro krut $\alpha_{\tau B-B} = 1,6$

$$\tau_{SB-B} = \frac{16 \cdot 567,3 \cdot 1000}{\pi \cdot 35^2} \cdot 1,6 = 107,8 \text{ MPa}$$

Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta

$$\sigma_{RED\ B-B} = \sqrt{54,4^2 + 4 \cdot 107,8^2} = 222,4 \text{ MPa}$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B

$$K_{s\ B-B} = \frac{355}{222,4} = 1,6$$

Dynamická bezpečnost vstupní hřídele

Mez únavy v ohybu oceli ČSN 11 523 pro hladký vzorek

Hodnota je stejná jako u vstupní hřídele.

$$\sigma_{CO\ 15230} = 0,49 \cdot 490 = 240,1 \text{ MPa}$$

Vrubový účinek v průřezu A-A

- Poloměr vrubu je zaoblení dna drážky a má hodnotu $\rho_{A-A} = 0,8$
- Neuberová konstanta \sqrt{A} je stejná jako u vstupní hřídele

$$\beta_{B-B} = 1 + \frac{2,5 - 1}{1 - \frac{0,472}{\sqrt{0,8}}} = 1,982$$

Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A

- Součinitel velikosti součástí ε_V je stejný jako u vstupní hřídele

$$\varepsilon_{VA-A} = 1,24 \cdot 30^{-0,107} = 0,862$$

- Součinitel jakosti povrchu pro obrábění je také stejný jako u vstupní hřídele

$$\eta_P = 4,51 \cdot 490^{-0,265} = 0,874$$

Spočtené koeficienty se dosadí do rovnice (4.17)

$$\sigma_{CO A-A15230}^* = \frac{0,862 \cdot 0,874}{1,982} \cdot 240,1 = 89,7 \text{ MPa}$$

Amplitudové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{a0 A-A} = \frac{32 \cdot 228,3 \cdot 1000}{\pi \cdot 35^3} = 54,2 \text{ MPa}$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu pro průřez A-A

$$K_{d\sigma A-A} = \frac{89,7}{54,2} = 1,7$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A

$$K_{s\tau A-A} = \frac{0,577 \cdot 355}{107,8} = 1,9$$

Výsledná bezpečnost v průřezu A-A

$$K_{VA-A} = \frac{1,7 \cdot 1,9}{\sqrt{1,7^2 + 1,9^2}} = 1,2$$

Vrubový součinitel β_{B-B} v průřezu B-B podle Neubergera

- Poloměr vrubu je zaoblení dna drážky a má hodnotu $\rho_{B-B} = 2$

$$\beta_{B-B} = 1 + \frac{1,9 - 1}{1 - \frac{0,472}{\sqrt{2}}} = 1,675$$

Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B

$$\sigma_{CO\ B-B15230}^* = \frac{0,862 \cdot 0,874}{1,675} \cdot 240,1 = 106,9 \text{ MPa}$$

Amplitudové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{a0\ B-B} = \frac{32 \cdot 120,6 \cdot 1000}{\pi \cdot 35^3} = 28,7 \text{ MPa}$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v průřezu B-B

$$K_{d\sigma\ A-A} = \frac{106,9}{28,7} = 3,7$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B

$$K_{s\tau\ B-B} = \frac{0,577 \cdot 355}{107,8} = 1,9$$

Výsledná bezpečnost v průřezu B-B

$$K_{V\ B-B} = \frac{3,7 \cdot 1,9}{\sqrt{3,7^2 + 1,9^2}} = 1,7$$

Hřídel podle kontroly vyhovuje v obou průřezích. V průřezu A-A je nižší bezpečnost z důvodu velkého vrubu. Při výpočtu se počítalo s dynamickým součinitelem, který navyšuje bezpečnost navržené hřídele.

Příloha č.2

Návrh ložiska na výstupní hřídeli

Na výstupní hřídeli jsou navržena ložiska SKF 6207. Jedná se o kuličková, jednořadá ložiska bez těsnění.

Výsledná radiální síla a axiální síla

Na výstupní hřídel působí pouze jedna axiální síla, stejně jako na vstupní hřídel. Radiální síla se spočte z roviny X-Y a X-Z. Do výpočtu výslednice se započte dynamický koeficient $K_a = 1,2$, který zohlední dynamický chod. Radiální síla vychází větší v podpoře B.

$$F_a = -2146,5 \cdot 1,2 = -2575,8 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{(3073 \cdot 1,2)^2 + (-4005,4 \cdot 1,2)^2} = 6058,1 \text{ N}$$

Výpočet poměru

$$m = 13,1 \cdot \frac{4837,7}{16 \cdot 1000} = 2,109$$

Výpočet hodnoty e pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace

$$e = 0,19 + (2,109 - 0,172) \cdot \frac{0,22 - 0,19}{0,345 - 0,172} = 0,526$$

Hodnoty e_0 , e_1 , m_0 , m_1 , Y_0 , Y_1 jsou vypsány z katalogu ložisek [2].

$$e_0 = 0,19 \quad Y_0 = 2,30$$

$$e_1 = 0,22 \quad Y_1 = 1,99$$

$$m_0 = 0,172$$

$$m_1 = 0,345$$

Výpočet hodnoty Y pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace

$$Y = 2,3 + (0,172 - 0,345) \cdot \frac{1,99 - 2,30}{0,345 - 0,172} = -1,171$$

Hodnota X podle katalogu SKF je pro všechna ložiska s normální rovna $X = 0,56$

Určení poměru axiální síly k radiální síle

$$\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{2575,8}{6858,1} = 0,425 < e$$

Protože je poměr axiální ku radiální síle menší, než hodnota e , ekvivalentní zatížení se spočte podle vzorce (4.34)

$$P_B = 6058,1 \text{ N}$$

Základní trvanlivost ložiska v milionech otáčkách (při 90% spolehlivosti)

Exponent p pro ložiska s bodovým stykem se rovná $p = 3$

$$L_{10} = \left(\frac{29 \cdot 1000}{6058,1} \right)^3 = 194,5 \text{ mil. ot.}$$

Trvanlivost v provozních hodinách

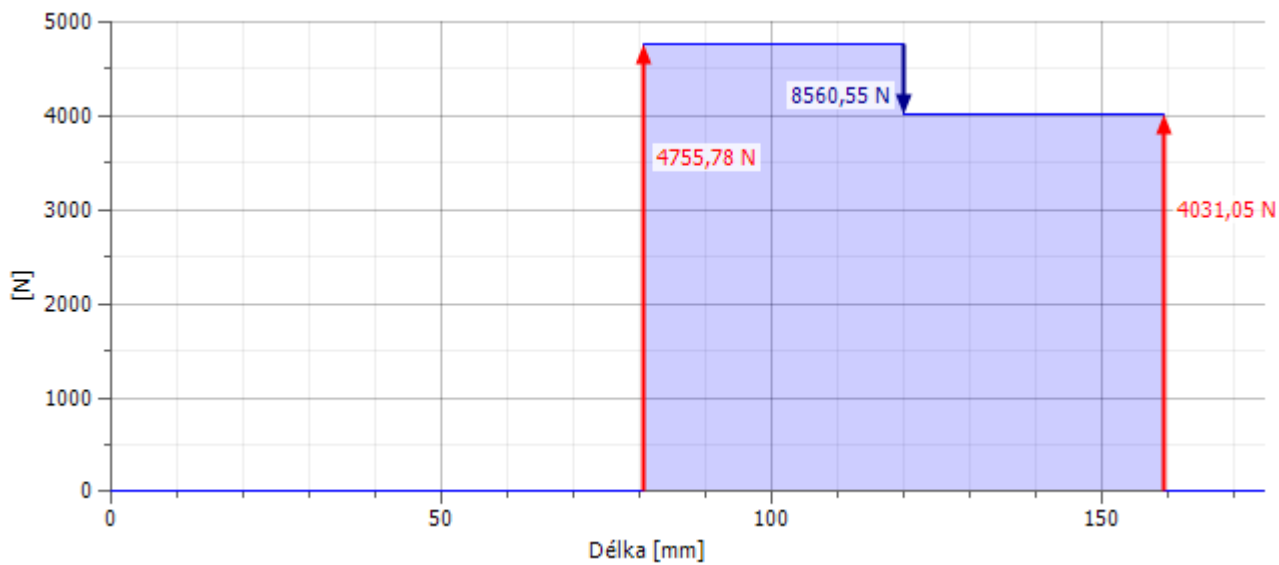
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot 194,5 = 1080,5 \text{ h}$$

Výpočet byl proveden na maximální zatížení. V reálném provozu se však tato převodovka nebude používat trvale pod maximálním zatížením, tím pádem bude životnost ložiska vyšší.

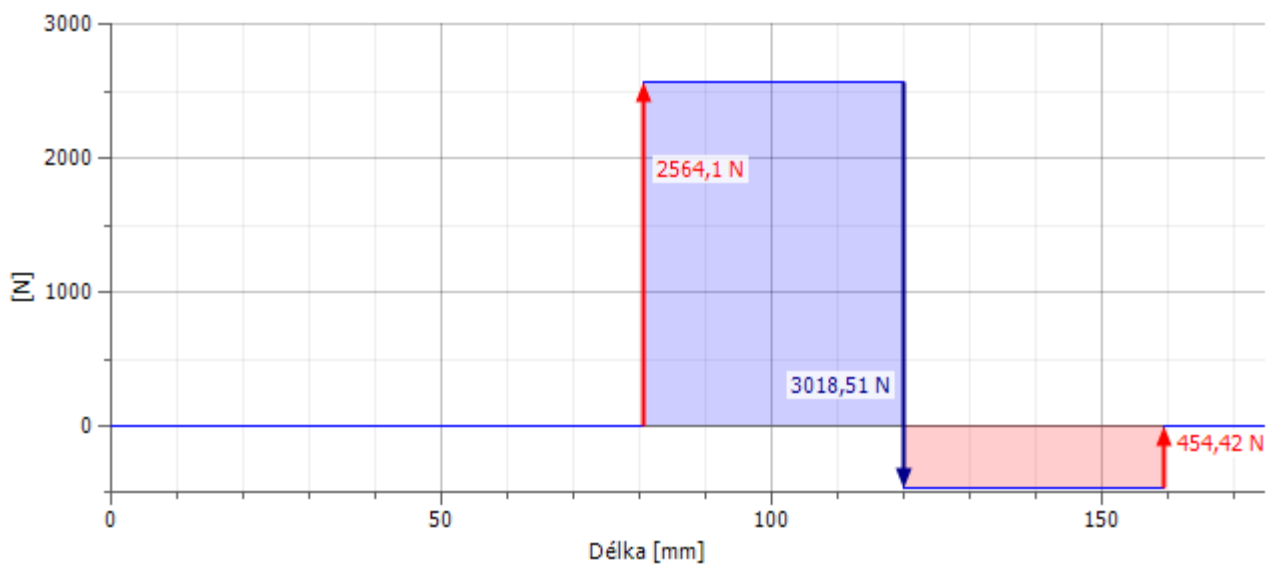
Příloha č.3

Grafické zobrazení působení sil

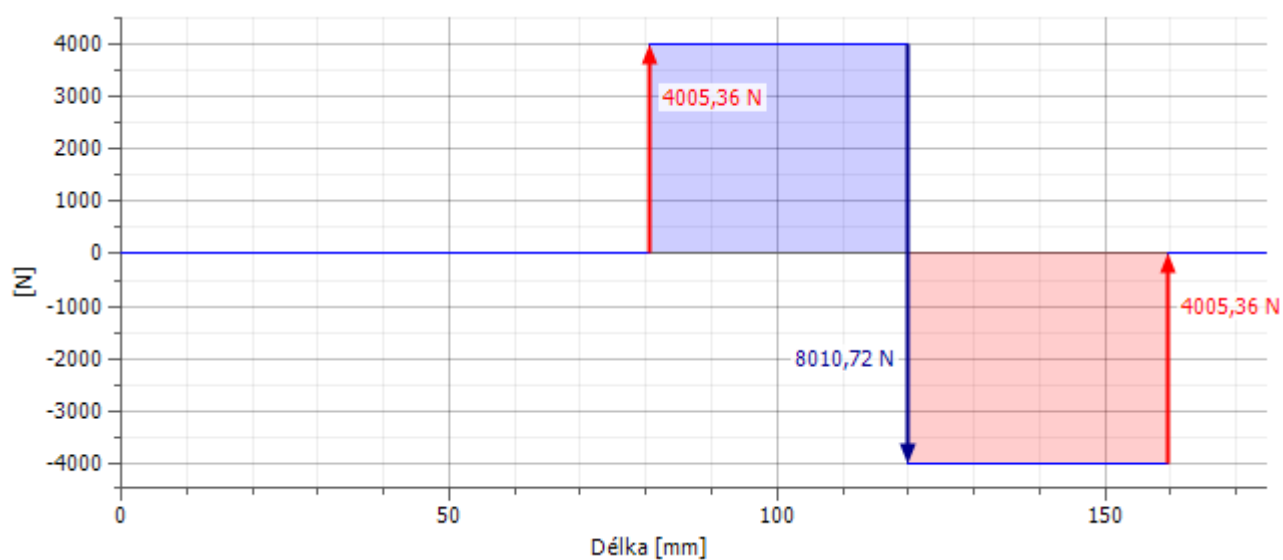
Vyobrazení posouvajících se sil na vstupní hřídeli



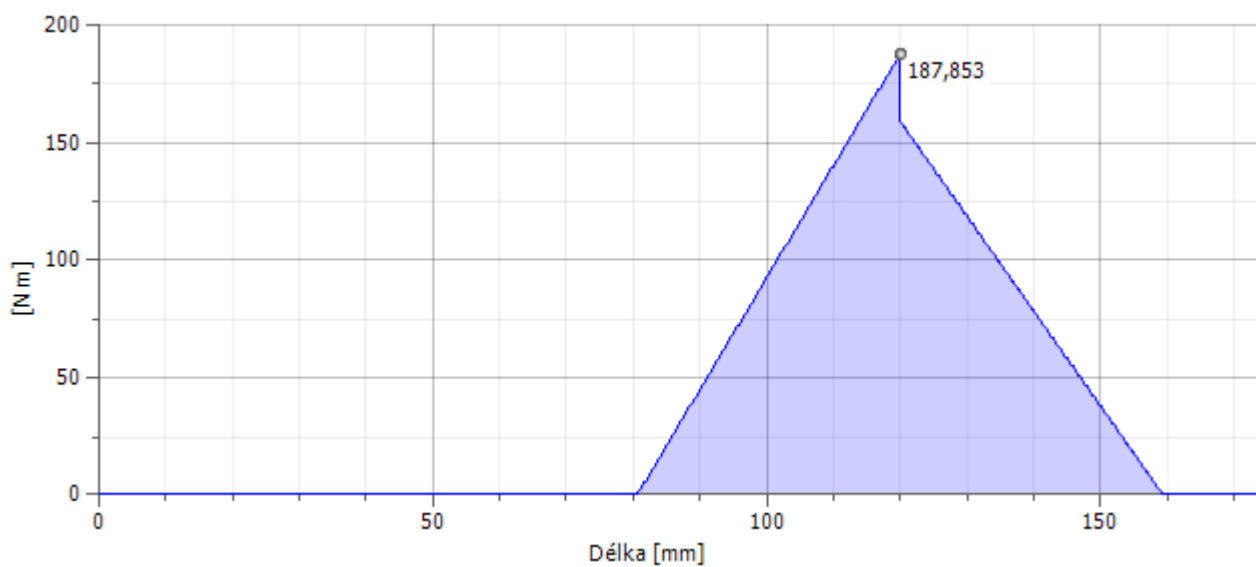
Vyobrazení posouvajících se sil na vstupní hřídeli v rovině X-Y



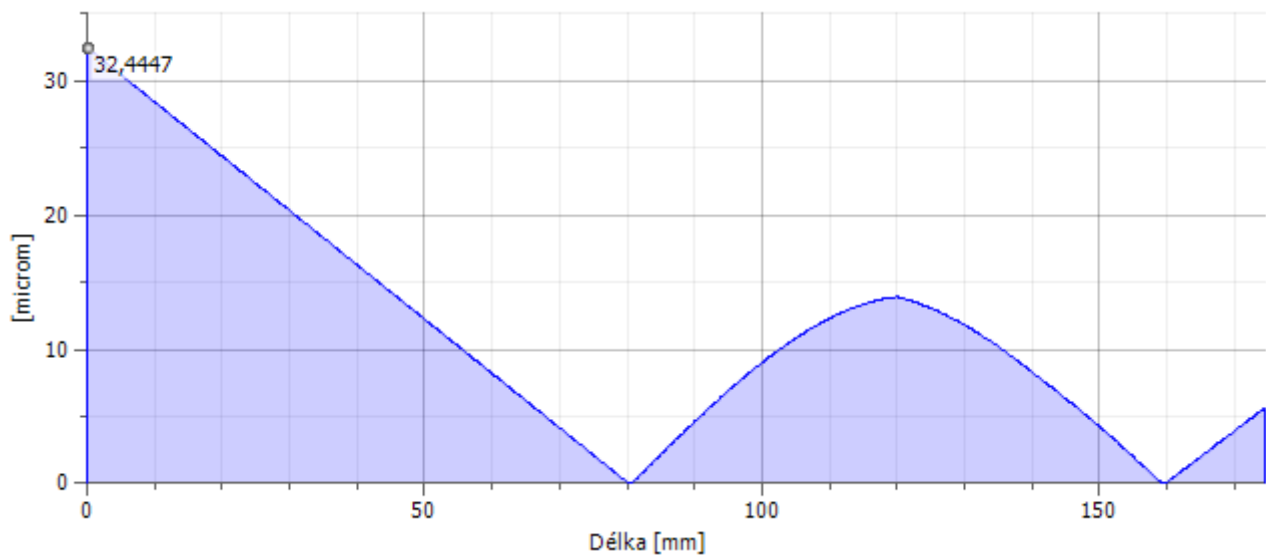
Vyobrazení posouvajících se sil na vstupní hřídeli v rovině X-Z



Výsledný ohybový moment



Výsledný průhyb (v absolutní hodnotě)

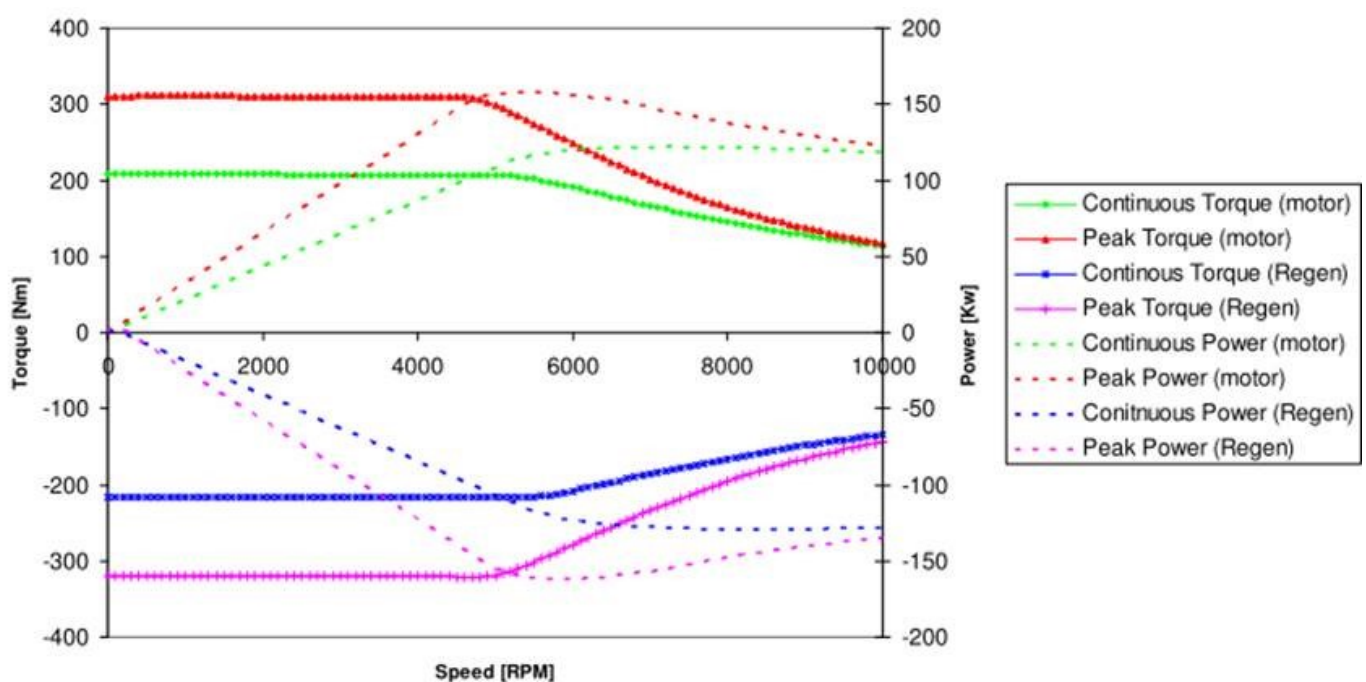


Příloha č.4

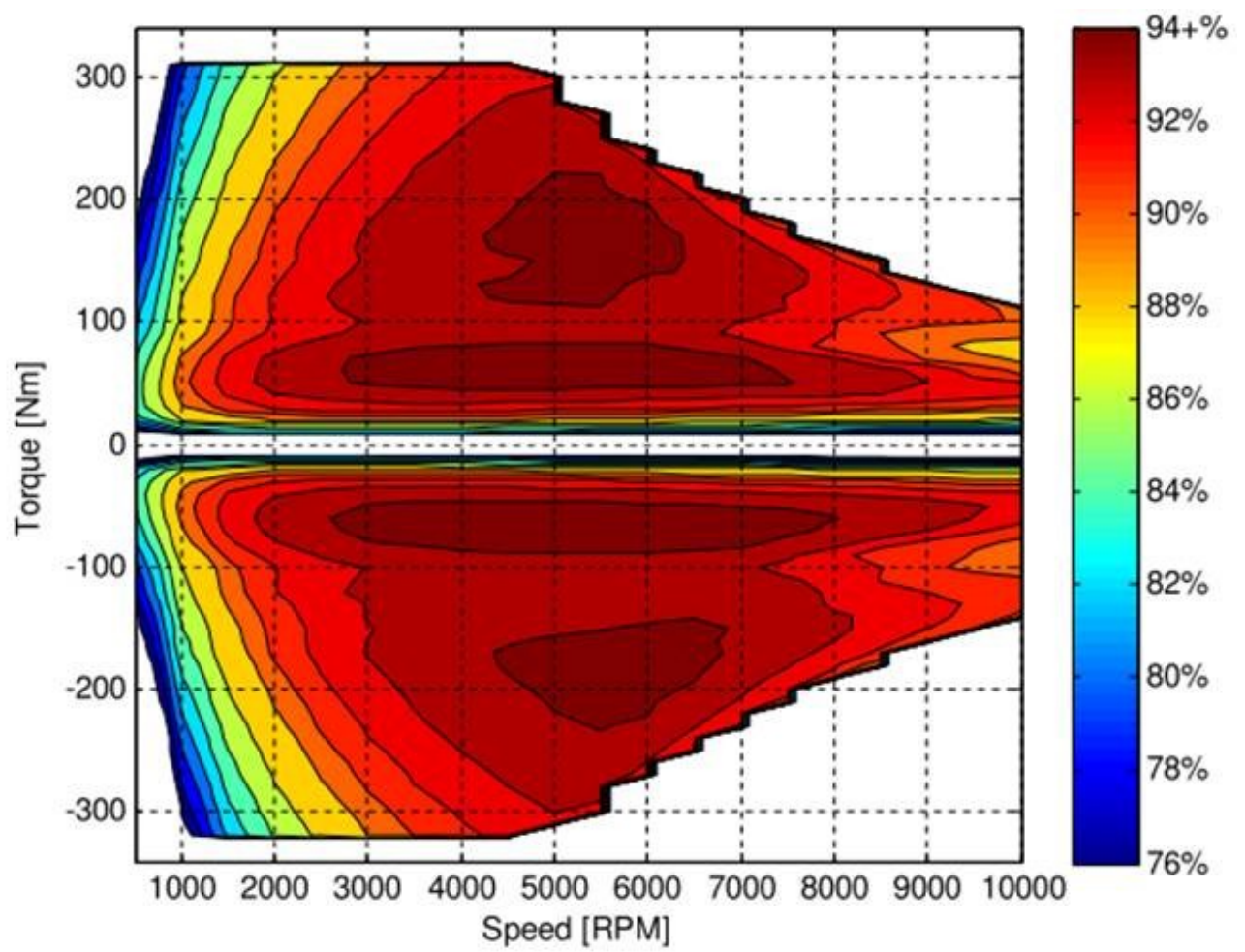
Parametry motoru poskytnuté firmou EVC GROUP s.r.o.

DC Bus Voltage	650 V
Continuous Torque	208 Nm
Continuous Phase Current	200 A _{rms}
Continuous Power	112 kW @ 5200~10000 rpm
Peak Torque	311 Nm
Peak Phase Current	300 A _{rms}
Peak Motor Power	158 kW @ 5500 rpm
Peak Generator Power	162 kW @ 5800 rpm
Base Speed	5200 rpm
Stator Lamination OD	242 mm
Rotor Lamination ID	132 mm
Stack Length	90 mm
Overall Length	144 mm
Cooling Method	Spray Oil
Control Method	Space Vector
Rotor Inertia	0.054 kg-m ²

Momentová a výkonnostní charakteristika



Účinnost motoru v závislosti na otáčkách a momentu motoru



Příloha č.5

Návrh ozubení převodovky v programech MODUL, GEOMETRI a ČSN 01 4686

Prvotní návrh v programu MODUL

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z₁ 25
z₂ 38
β 15 [°]
T₁ 210 [N·m]
ψ_m 15
Schéma 6
K_{Hβ} 1.046
K_A 1.5
σ_{Fimb}⁰ 500 [MPa]
σ_{Hlim}⁰ 1210 [MPa]
V_{HV} 650

Help
Vyber
Help
Vyber
Vyber
Vyber

Iisk Moduly Konec

m_n = 2.671 [mm]
b = 40.1 [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

f_F = 18
K_F = K_A · K_{Hβ}
σ_{FP} = 0,6 · σ_{Fimb}⁰

m_{n ohyb} = 2.575 [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

f_H = 770 (β = 0°)
f_H = 690 (β > 0°)
K_H = K_A · K_{Hβ}
σ_{HP} = 0,8 · σ_{Hlim}⁰
ψ_{d1} = ψ_m · $\frac{\cos \beta}{z_1}$
u = $\frac{z_2}{z_1}$
m_n = d₁ · $\frac{\cos \beta}{z_1}$

m_{n dotyk} = 2.671 [mm]

<http://homel.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/mod.htm>

Pevnostní výpočet v programu ČSN 01 4686 a výpis s programu GEOMETRIE

ČSN 01 4686 verze 3.0 © M. Němček 2011

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry
KHβ
Součinitele
Tisk
Konec
Výpočet

OHYB

σ _{F1} = 316.1	σ _{F2} = 320.6
σ _{FP1} = 500.0	σ _{FP2} = 500.0
S _{F1} = 1.582	S _{F2} = 1.560
σ _{Fmax1} = 632.2	σ _{Fmax2} = 641.2
σ _{FPmax1} = 1000.0	σ _{FPmax2} = 1000.0
K _F = 2.496	K _{Fv} = 1.000
K _{Fα} = 1.200	K _{Fβ} = 1.300
Y _ε = 0.642	Y _β = 0.875
Y _{FS1} = 3.814	Y _{FS2} = 3.868
Y _{Fa1} = 2.387	Y _{Fa2} = 2.440
Y _{Sa1} = 1.598	Y _{Sa2} = 1.586

DOTYK

σ _{H1} = 1136.9	σ _{H2} = 1136.9
σ _{HP1} = 1210.0	σ _{HP2} = 1210.0
S _{H1} = 1.064	S _{H2} = 1.064
σ _{Hmax1} = 1607.8	σ _{Hmax2} = 1607.8
σ _{HPmax1} = 2600.0	σ _{HPmax2} = 2600.0
σ _{HO1} = 719.6	σ _{HO2} = 719.6
K _H = 2.496	K _{Hv} = 1.000
K _{Hα} = 1.200	K _{Hβ} = 1.300
K _A = 1.600	K _{AS} = 2.000
Z _ε = 0.801	Z _H = 2.408
Z _{R1} = 1.000	Z _{R2} = 1.000
Z _E = 191.646	Z _β = 1.000

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normálná boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	25		38
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	27.509		41.814
Normální modul	m_n	[mm]		3.000	
Čelní modul	m_t	[mm]		3.106	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		15.00000	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		14.07610	
Úhel záběru čelní	α_t	[°]		20.64690	
Úhel záběru pracovní	α_{wt}	[°]		20.90356	
Osová vzdálenost pracovní	a	[mm]		98.00000	
Osová vzdálenost roztečná	a_d	[mm]		97.83360	
Osová vzdálenost bezvůlová	a_{jn}	[mm]		98.00000	
Jednotková korekce bezvůlová	x_{jn}	[-]	0.14971	$\Sigma = 0.05580$	-0.09392
Jednotková korekce	x	[-]	0.14971	$\Sigma = 0.05580$	-0.09392
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.44914		-0.28175
Jednotková změna výšky hlavy	k^*	[-]		0.00033	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	71.04400		109.95798
základní kružnice	d_b	[mm]	72.65863		110.44111
kr.začátku evolventy	d_{Ff}	[mm]	73.79673		112.81097
kružnice začátku záběru	d_{Hf}	[mm]	74.14231		113.62528
valivé kružnice	d_w	[mm]	77.77778		118.22222
roztečné kružnice	d	[mm]	77.64571		118.02148
kružnice konce záběru	d_{Na}	[mm]	84.54202		123.45600
kružnice srážecí hrany	d_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnice	d_a	[mm]	84.54202		123.45600
Tvarový přesah	c_F	[mm]	0.17279		0.40715
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		---
základní kružnici	s_b	[mm]	5.89501		5.99804
začátku evolventy	s_{Ff}	[mm]	5.85051		5.79811
valivé kružnici	s_w	[mm]	4.99890		4.44083
roztečné kružnici	s	[mm]	5.03934		4.50729
začátku sražení	s_{Fa}	[mm]	---		---
hlavové kružnici	s_a	[mm]	2.06287		2.34460
Výška paty	h_f	[mm]	3.30086		4.03175
hlavy	h_a	[mm]	3.44815		2.71726
zubu	h	[mm]	6.74901		6.74901
Společná šířka kol	b	[mm]		45.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	5.85407		5.69324
Délka funkční evolventy	ev	[mm]	5.67817		5.27584
Měrný skluz na patě		[-]	-1.45954		-1.45954
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.59342		0.59342
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.580		0.381
Poměr b/ m_n	ψ_m	[-]		15.000	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.55867	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1.23577	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		2.79444	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		46.39302	
Celková délka dotyku minim.	L_{xmin}	[mm]		67.36644	
Celková délka dotyku maxim.	L_{xmax}	[mm]		76.21767	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		9.75725	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		9.13055	

Příloha č.6

Zobrazení 3D modelu testovací stolice

